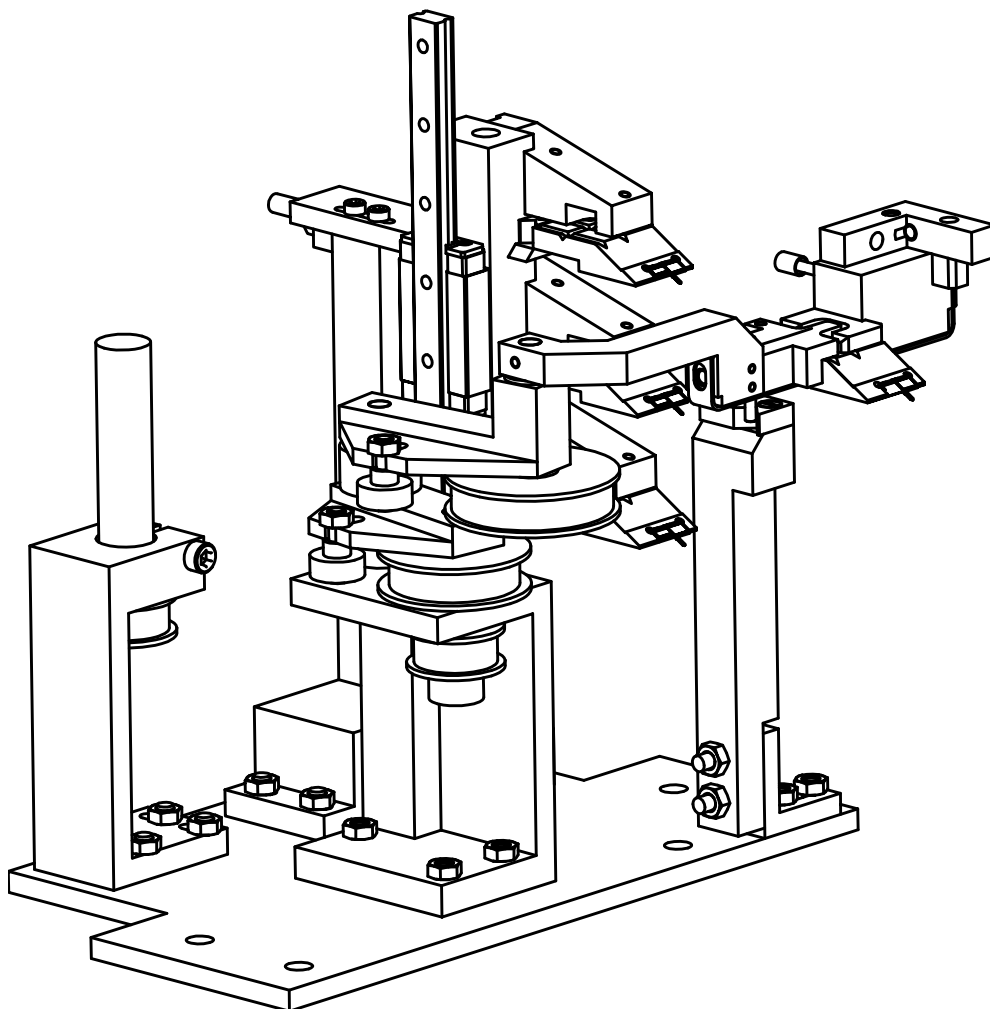


Changeur d'outils pour station automatisée de micromanipulation

Juin 2006



Jürg MARTI

Assistants : M. Dafflon, B. Lorent

Professeur : R. Clavel



Table des matières

1	Introduction	4
2	Cahier de charges	5
2.1	Encombrement	5
2.2	Principe de saisie	6
2.3	Principe de saisie (stock)	8
2.4	Câbles	9
2.5	Résumé	9
3	Hypocycloïde	10
3.1	Hypocycloïde et Epicycloïde	10
3.2	Hypocycloïde avec courroie	12
3.3	Trajectoire en "ellipse"	13
3.4	Réduction de l'encombrement	14
3.5	Compensation de la rotation	15
3.6	Compensation de la rotation (généralisation)	16
4	Mécanismes à 4 barres	17
4.1	Principe de base	17
4.2	Trajectoire "L"	18
4.3	Trajectoire "U"	19
5	Catalogue de solutions	22
5.1	Solution 1 : Hypocycloïde $r = 2$	22
5.2	Solution 2 : Hypocycloïde $r=4$	24
5.2.1	Trajectoire "L"	24
5.2.2	Trajectoire "U"	25
5.3	Solution 3 : 4 barres	26
5.3.1	Trajectoire "L"	26
5.3.2	Trajectoire "U"	27
5.4	Solution 4 : Lambda	28
5.5	Solution 5 : Cartésien	29
5.6	Solution 6 : Angulaire	30
5.7	Solution 7 : Angulaire avec parallélogramme	31
5.8	Solution 8 : Angulaire et radial	32
5.9	Solution 9 : Linéaire incliné, stock angulaire	33
5.10	Solution 10 : Linéaire incliné, stock angulaire, à course réduite	34
5.11	Choix d'une solution	35

6	Dimensionnement	37
6.1	Moteur de la cycloïde	37
6.1.1	Estimation du couple maximale	37
6.1.2	Estimation du couple moteur (modèle plus complet)	39
6.1.3	Choix du Moteur	39
6.1.4	Choix du rapport de transmission	39
6.1.5	Couple	39
6.1.6	Vitesse	40
6.1.7	Résolution	40
6.2	Moteur de l'ascenseur	41
6.2.1	Estimation du couple	41
6.2.2	Choix du moteur	41
6.2.3	Rapport de transmission	41
6.2.4	Vitesse	42
6.2.5	Résolution	42
6.3	Courroies	42
6.3.1	Moteur cycloïde - cycloïde	42
6.3.2	Moteur ascenseur - vis	42
6.3.3	cycloïde pivot 1 - cycloïde pivot 2	43
6.3.4	cycloïde pivot 2 - cycloïde pivot 3	43
6.4	Paliers lisses	43
6.5	Système "lame-vérin" pour tenir les outils dans le stock	44
7	Conclusion	47
8	Annexe A : Calculs et Code	49
8.1	Modèle géométrique direct d'un mécanisme à quatre barres	49
8.2	Modèle géométrique direct "Hypocloïde"	50
8.3	Modèle dynamique de l'Hypocycloïde	51
8.4	Code	53
8.4.1	Modèle géométrique direct "Hypocloïde"	53
8.4.2	Modèle dynamique de l'Hypocycloïde	53
9	Annexe B : Les plans	56

Chapitre 1

Introduction

Comme décrit dans la donnée le but de ce projet est de concevoir un changeur d'outils automatique pour une station de micromanipulation.

La structure de ce rapport est la suivante :

Le chapitre 2 donne une explication du cahier de charge. Les chapitres 3 et 4 montrent ce qu'on peut faire avec des cinématiques à 4 barres et des cinématiques du type cycloïde. Le chapitre 5 (catalogue de solutions) montre l'application de ces cinématiques à notre problème. Enfin chapitre 6 traite du dimensionnement du système. Pour ce qui concerne la conception on propose au lecteur de consulter les plans d'assemblage en annexe B.

Chapitre 2

Cahier de charges

2.1 Encombrement

La figure 2.1 montre la place à disposition pour le changeur d'outil. On constate qu'il s'agit d'une zone longue (110mm) mais assez étroite (55mm). Selon la figure 2.2 on a beaucoup plus de place en direction z (155mm).

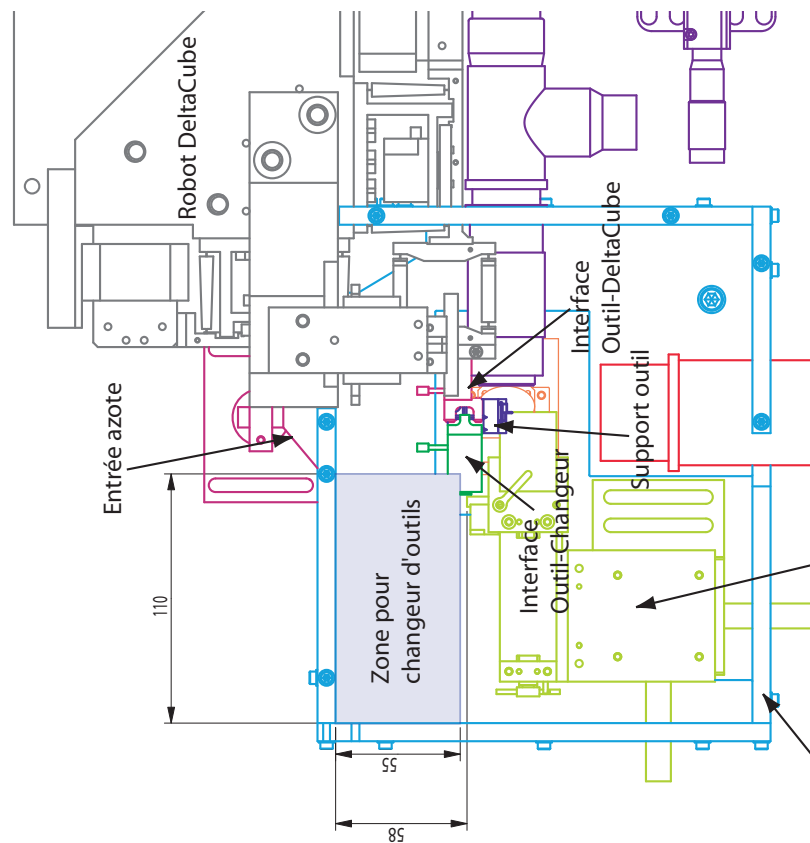


FIG. 2.1 – zone de travail du changeur d'outil (vue dessus)

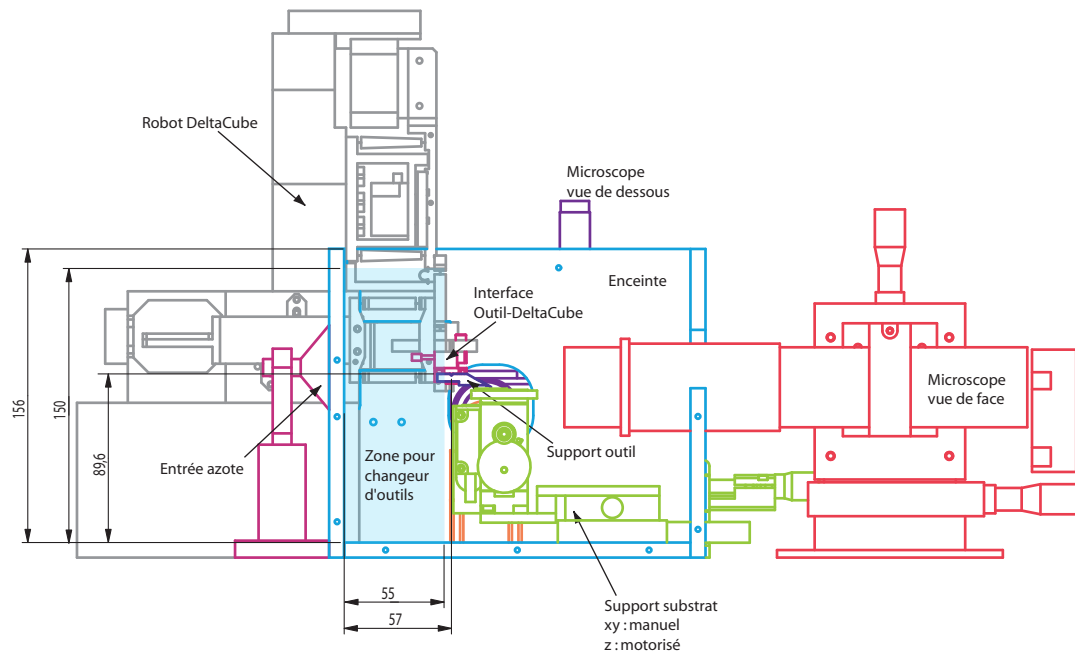


FIG. 2.2 – zone de travail du changeur d’outil (vue de côté)

2.2 Principe de saisie

La figure 2.3 montre la pièce d’interface entre les outils est le robot delta cube. La disposition des différentes billes est aussi représentée.

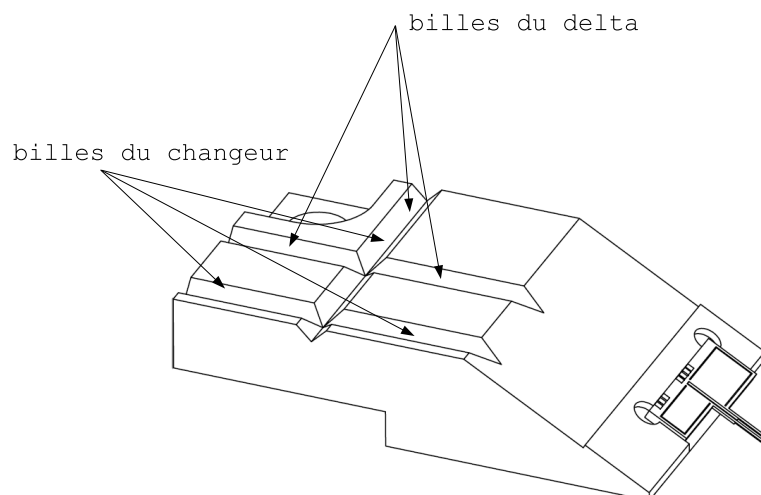


FIG. 2.3 – interface outil - robot

La figure 2.4 montre le robot delta qui porte une interface avec un outil. (pièces qui existent déjà)

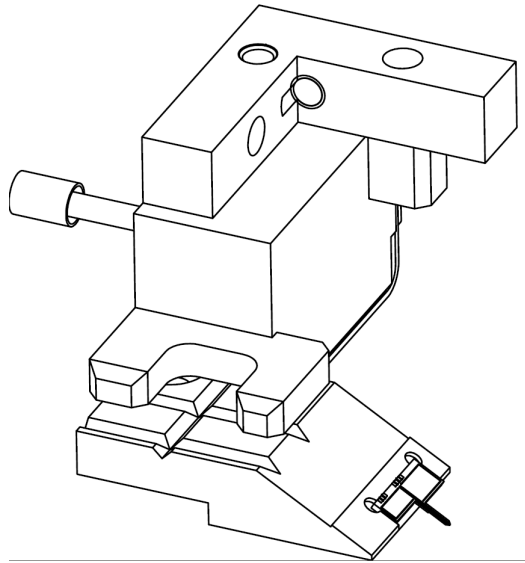


FIG. 2.4 – le robot delta, interface avec outil

La figure 2.5 montre le changeur d'outil qui vient chercher l'interface. On constate qu'il faut que le changeur d'outil s'approche et se retire sur une ligne droite. Sinon il aurait des collisions entre la pince du changeur d'outil et celle du robot delta.

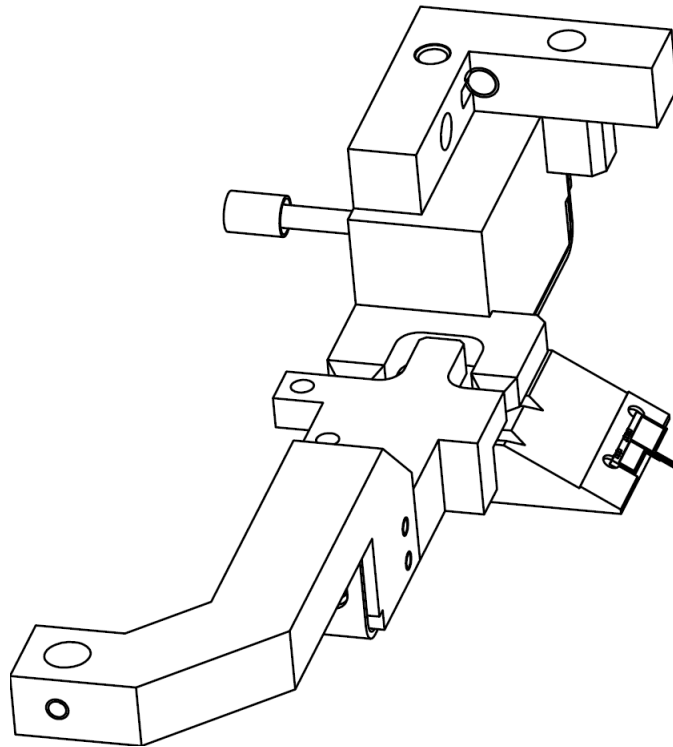


FIG. 2.5 – pince du robot delta, pince du changeur d'outil, interface avec outil

La figure 2.6 représente l'angle d'insertion maximal. Pour cet angle on aurait une collision entre la pince du changeur d'outil et celle du robot.

$$\beta = 18^\circ$$

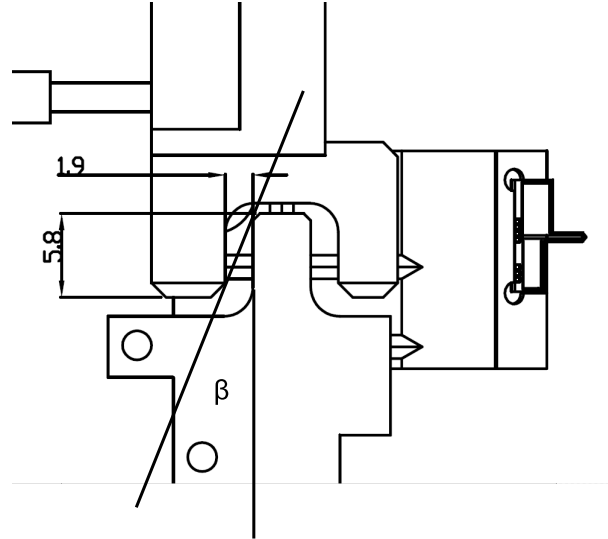


FIG. 2.6 – angle d'insertion maximale admis

2.3 Principe de saisie (stock)

Pour pouvoir stocker les pièces il faut de nouveau les pouvoir tenir. Il semble raisonnable de réutiliser le principe qui est appliqué entre l'interface est le delta. Il suit qu'il faut que le changeur d'outil s'approche du stock sur une ligne droite.

2.4 Câbles

Un des problèmes principaux à résoudre est ce-lui des câbles. La figure 2.7 montre une façon de plier le PCB qui est bien adapté à nos contraintes d'encombrement. La zone de travail du changeur d'outil est plus grande en direction "y" qu'en direction "x". Avec cette stratégie de câble on a beaucoup de course en direction "y" est moins en direction "x". Par contre on ne peut presque pas tourner l'interface.

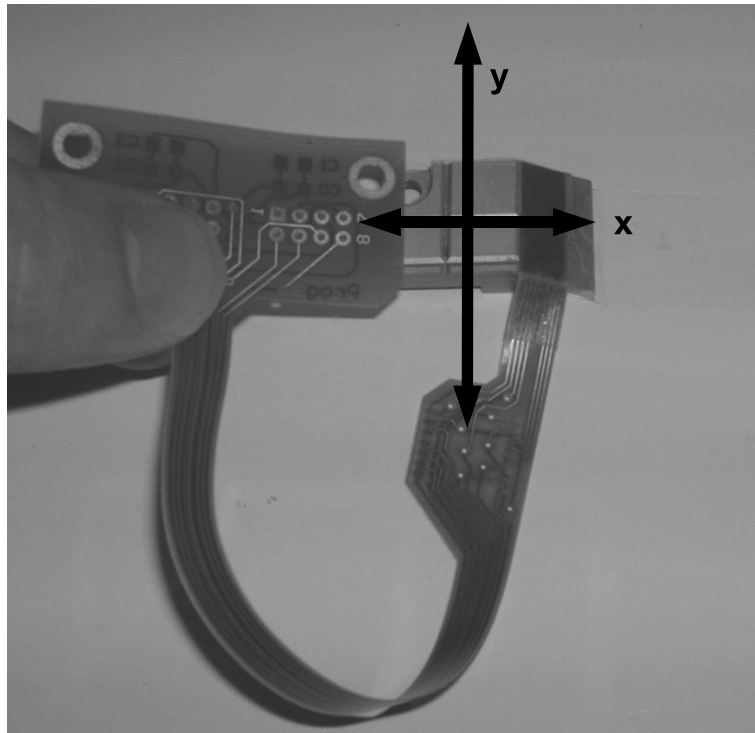


FIG. 2.7 – course xy

2.5 Résumé

- la zone de travail est longue est étroite
- il faut que l'interface ne tourne pas (câbles)
- il faut que le changeur d'outil s'approche du delta sur une ligne à peu près droite
- il faut que le changeur d'outil s'approche au stock sur une ligne à peu près droite (ou bien il faut trouver un autre principe de prise)

Chapitre 3

Hypocycloïde

3.1 Hypocycloïde et Epicycloïde

On distingue les deux cycloïdes suivantes :

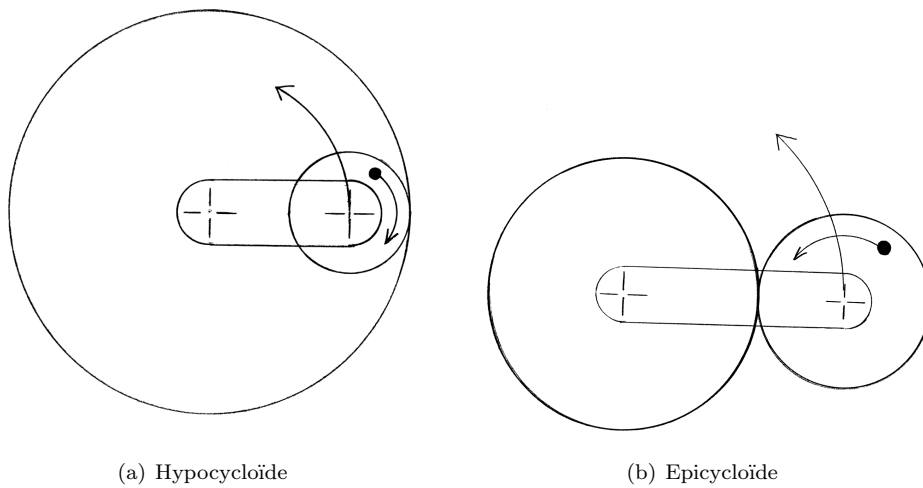
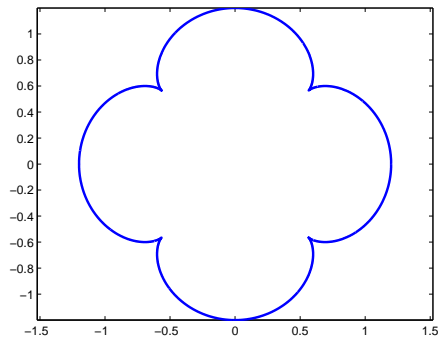


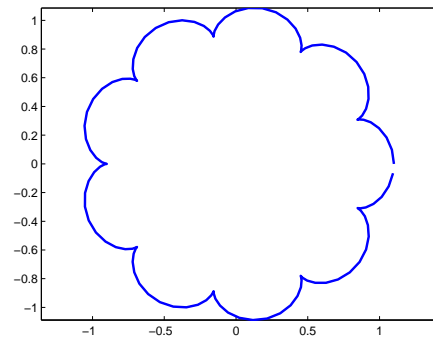
FIG. 3.1 – Différence hypocycloïde et epicycloïde

Pour l'hypocycloïde une roue roule sans glissement à l'intérieur d'une autre roue. Pour l'épicycloïde une roue roule sans glissement à l'extérieur d'une autre roue.

La Figure 3.2 donne deux des trajectoires possibles pour l'épicycloïde.



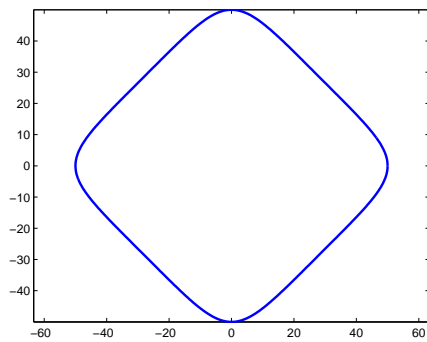
(a) trajectoire 1



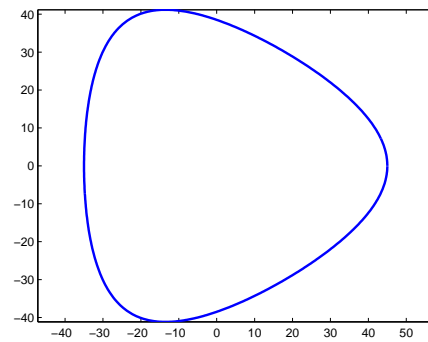
(b) trajectoire 2

FIG. 3.2 – Trajectoires épicycloïde

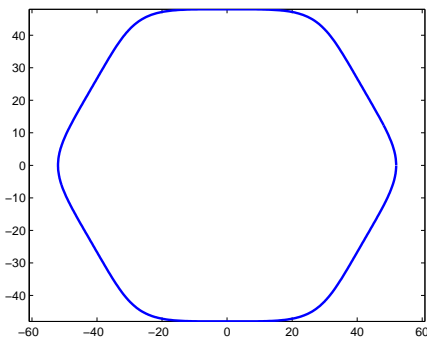
Les figures 3.3 donne quelques trajectoires possibles pour une hypocycloïde.



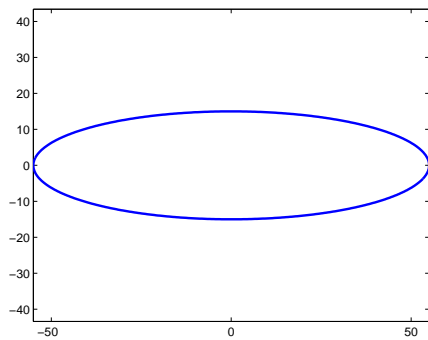
(a) trajectoire rectangulaire



(b) trajectoire triangulaire



(c) trajectoire hexagonale



(d) trajectoire en "ellipse"

FIG. 3.3 – Trajectoires Hypocycloïde

On constate que l'épicycloïde permet de tracer des jolies images. (voir figure 3.2). Par contre pour mon application je préfère les trajectoires de l'hypocycloïde. Surtout les trajectoires "rectangulaire" et "ellipse" sont intéressantes. On trouve la trajectoire "rectangulaire" pour un rapport de transmission de 4. Pour un rapport de transmission de $r = 2$ on trouve une trajectoire "ellipse".

3.2 Hypocycloïde avec courroie

On peut réaliser une hypocycloïde avec une courroie (voir figure 3.4). Pour ce faire on remplace la grande roue par une grande poulie et une courroie. La petite roue est remplacée par une petite poulie.

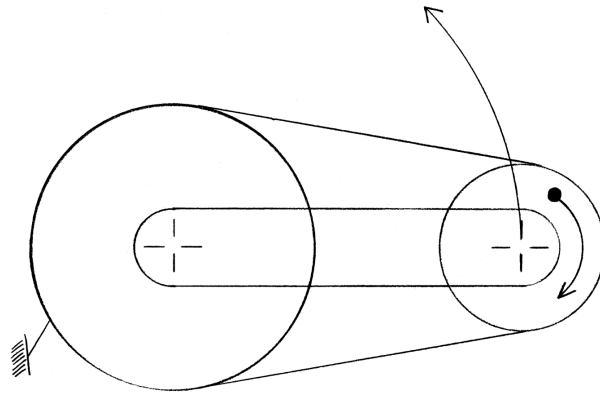


FIG. 3.4 – Principe de l'hypocycloïde (avec courroie)

Pour agrandir la distance "goupille - axe deuxième poulie" on peut ajouter une deuxième barre. (voir figure 3.5) Cette deuxième barre est solidaire avec la deuxième poulie.

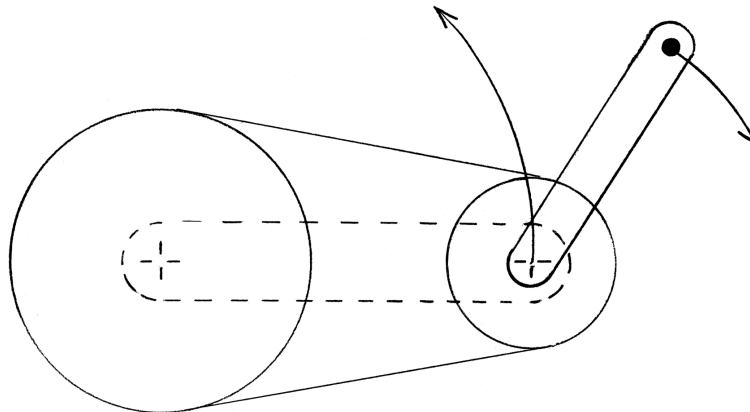


FIG. 3.5 – hypocycloïde avec barre 2

3.3 Trajectoire en "ellipse"

Pour trouver la trajectoire en "ellipse" de la figure 3.3 on choisit un rapport de transmission de 2. Si la barre 1 est tournée de 90° , la barre 2 tourne de 180° (rapport de transmission 2). (voir figure 3.6)

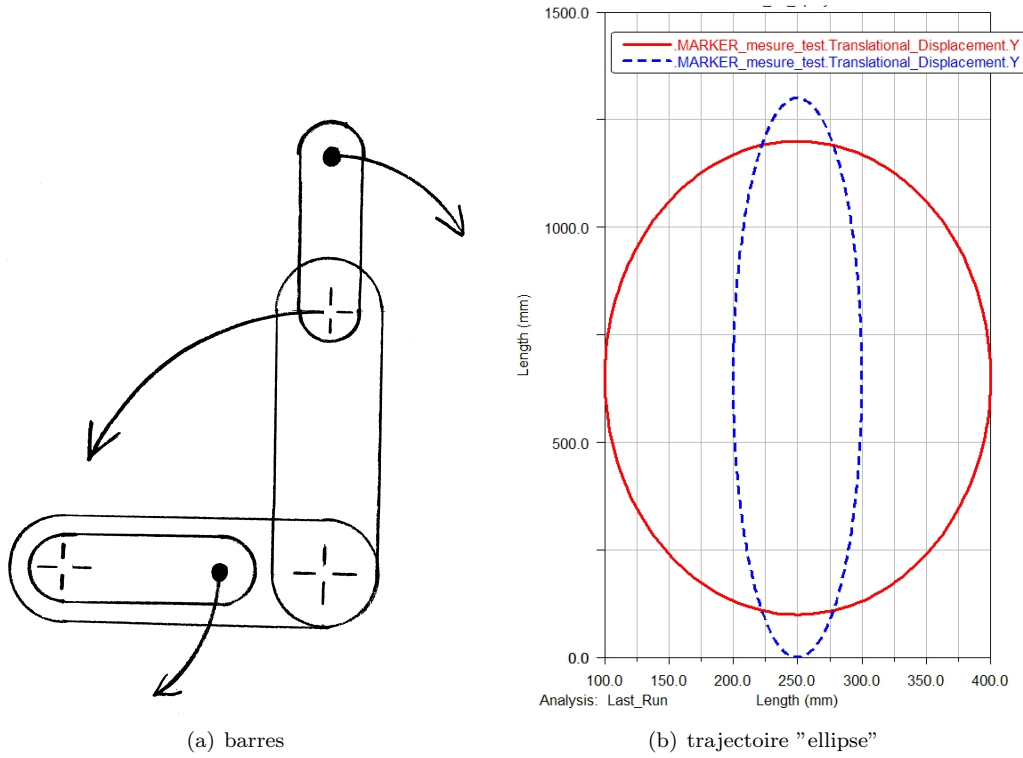


FIG. 3.6 – Trajectoires hypocycloïde "ellipse"

La Figure 3.6 montre la trajectoire simulée pour deux géométries choisies. Soit l_1 la longueur de la première barre et l_2 la longueur de la deuxième barre. En traits pleins j'ai représenté la trajectoire pour $l_1 = 350\text{mm}$ et $l_2 = 300\text{mm}$. La deuxième courbe montre la trajectoire pour $l_1 = 350\text{mm}$ et $l_2 = 200$. L'allure de la courbe en traits pleins est déjà très proche de ce qu'il nous faut : un mouvement en "y" presque droite pour pouvoir insérer et extraire l'interface. Et un petit mouvement en "x" pour pouvoir mettre l'interface sur le stock.

3.4 Réduction de l'encombrement

On peut encore réduire l'encombrement en direction "x" de cette cinématique. Pour ce faire on prend une barre 2 plus longue que la barre 1. (voir figure 3.7) Maintenant il faut faire tourner la barre 1 de l'autre sens pour avoir le même sens de parcours ! On prend maintenant $barre1 = 200mm$ et $barre2 = 350mm$. Cela nous donne la même trajectoire que $barre1 = 350mm$ et $barre2 = 200$. Par contre on a réduit l'encombrement latéral de $e_1 = 2 \times 350mm$ à $e_2 = 2 \times 200mm$. (voir figure 3.8)

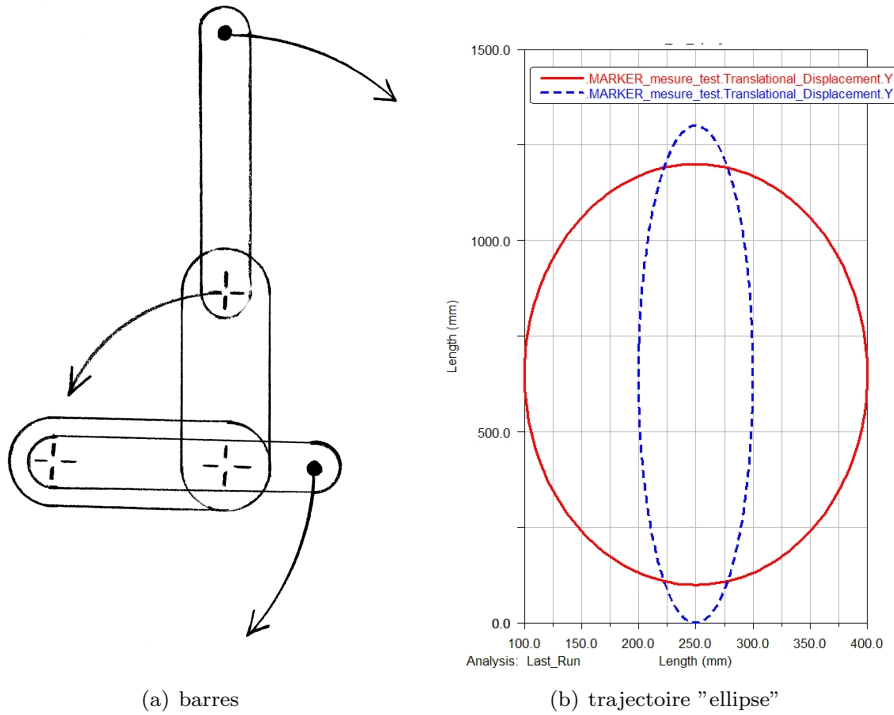


FIG. 3.7 – hypocycloïde "ellipse" optimisée

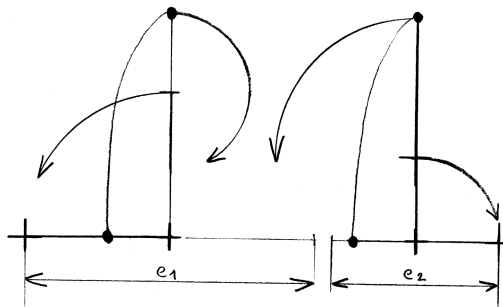


FIG. 3.8 – hypocycloïde comparaison de l'encombrement

3.5 Compensation de la rotation

Maintenant on a une trajectoire de la goupille qui correspond assez bien au cahier de charge (chapitre 2). Par contre cette goupille tourne un peu n'importe comment ! Il faut donc compenser cette rotation. Pour ce faire on ajoute le même bras qu'on à déjà en série, mais cette fois si avec un rapport de transmission de 1 : 2. (voire figure 3.9) Les pièces A sont solidaires entre elles, et les pièces B sont solidaires entre elles. C'est-à-dire la petite poulie du deuxième bras est solidaire avec le premier bras et la deuxième barre est solidaire avec la petite poulie du premier bras.

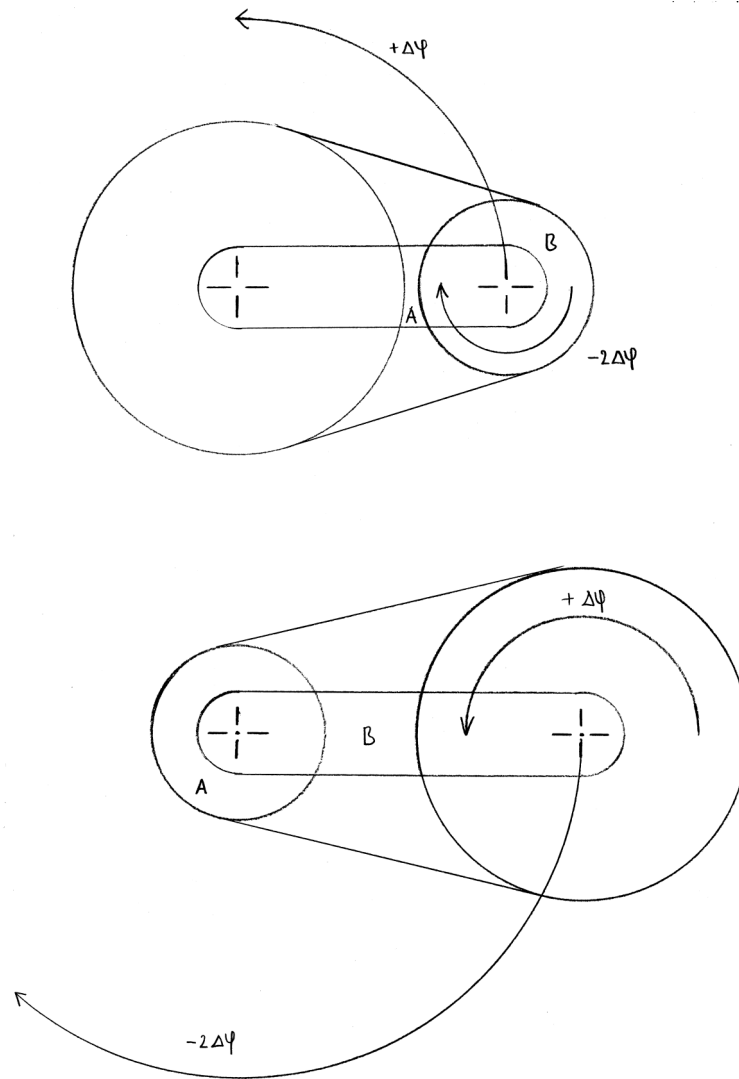


FIG. 3.9 – hypocycloïde compensation de la rotation

3.6 Compensation de la rotation (généralisation)

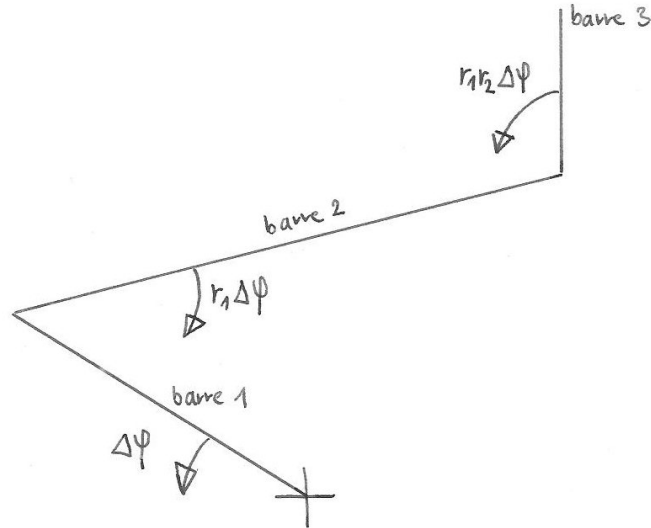


FIG. 3.10 – compensation de la rotation parasite

- la barre 1 tourne de $\Delta\phi$ par rapport à la terre
- la barre 2 tourne de $r_1\Delta\phi$ par rapport à la barre 1 (mais dans l'autre sens!)
- la barre 3 tourne de $r_2 \cdot r_1\Delta\phi$ par rapport à la barre 2 (de nouveau dans le même sens que la barre 1)

Pour trouver l'orientation de la sortie (barre 3) par rapport à la terre on somme tous ces angles :

$$\Psi = \Delta\phi - r_1\Delta\phi + r_1r_2\Delta\phi$$

On veut que la sortie ne tourne pas. On pose $\Psi = 0$. On tire r_2 en fonction de r_1 :

$$r_2 = \frac{r_1 - 1}{r_1}$$

- Pour $r_1 = 2$ on retrouve bien $r_2 = 1/2$
- Pour $r_1 = 4$ on trouve $r_2 = 3/4$

Remarque : On arrive maintenant aussi à compenser la rotation de l'hypocycloïde avec $r = 4$.

Chapitre 4

Méchanisms à 4 barres

4.1 Principe de base

La figure 4.1 tiré de [5] montre ce qu'on peut faire avec quatre barres. Au point "D" il y a un moteur et les points 1 à 4 désignent quelques sorties possibles.

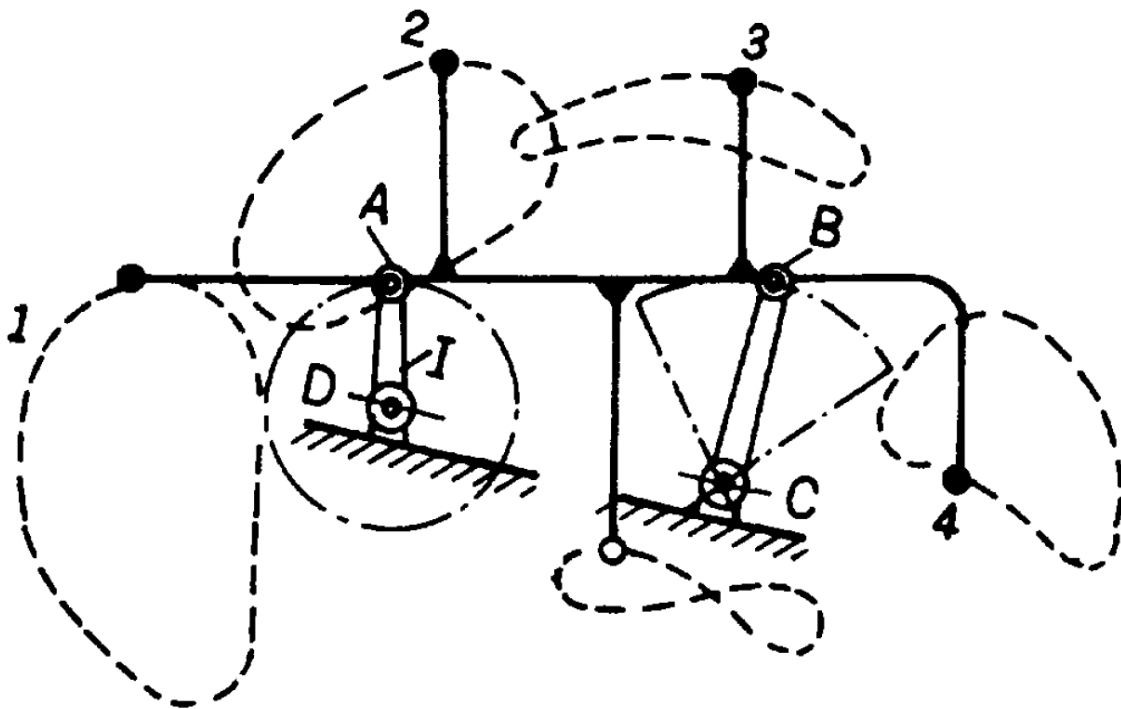


FIG. 4.1 – Cinématique 4 barres (tiré de [5])

On peut essayer de réaliser une trajectoire en "U" au point "1" ou entre les points "2" et "3". L'autre possibilité sera de faire une trajectoire en "L" au point "4". Comme on a vu au chapitre 2.2 la trajectoire en "U" a l'avantage qu'on peut appliquer le principe de saisie existant. Pour pouvoir simuler et optimiser cette cinématique j'ai établie le modèle géométrique direct. (Ce modèle est donné en annexe A : chapitre 8.1)

La figure 4.2 définit les longueurs et les points qui sont utilisé par la suite.

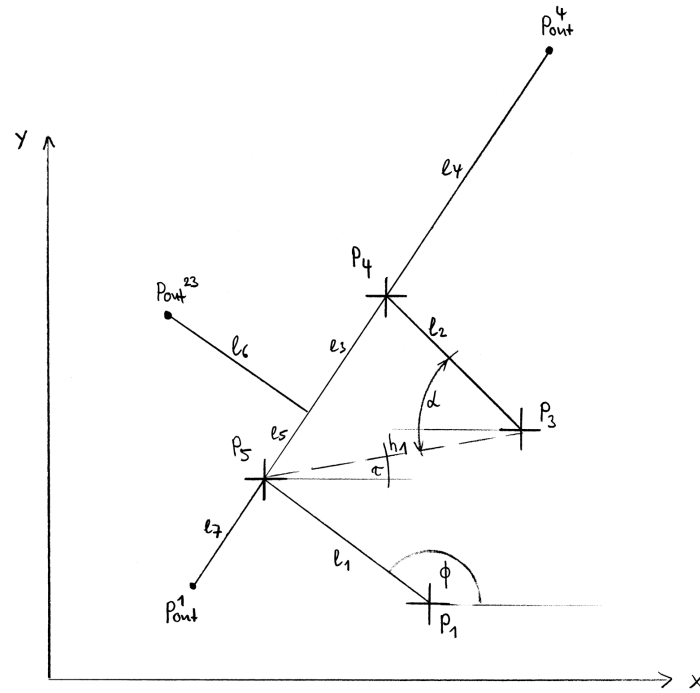


FIG. 4.2 – Mécanisme à 4 barres, définitions des angles, longueurs, points

4.2 Trajectoire "L"

Pour trouver une trajectoire en "L" en calcule $\overrightarrow{P_{out}^4}$ avec les valeurs numériques suivantes. Ces valeurs initiales ont été mesurées dans un graphique de [6].

$$\begin{aligned}\overrightarrow{P1} &= \begin{pmatrix} 80 \\ 53 \end{pmatrix} \\ \overrightarrow{P3} &= \begin{pmatrix} 138 \pm 2.5 \\ 112 \pm 2.5 \end{pmatrix} \\ l1 &= 35 \\ l2 &= 65 \\ l3 &= 67 \\ l4 &= 67\end{aligned}$$

La figure 4.3 montre la trajectoire au Point "4" si on déplace le point P3. En direction x P3 est déplacé de -2.5mm, 0mm, +2.5mm. De même en direction y de -2.5mm, 0mm, +2.5mm.

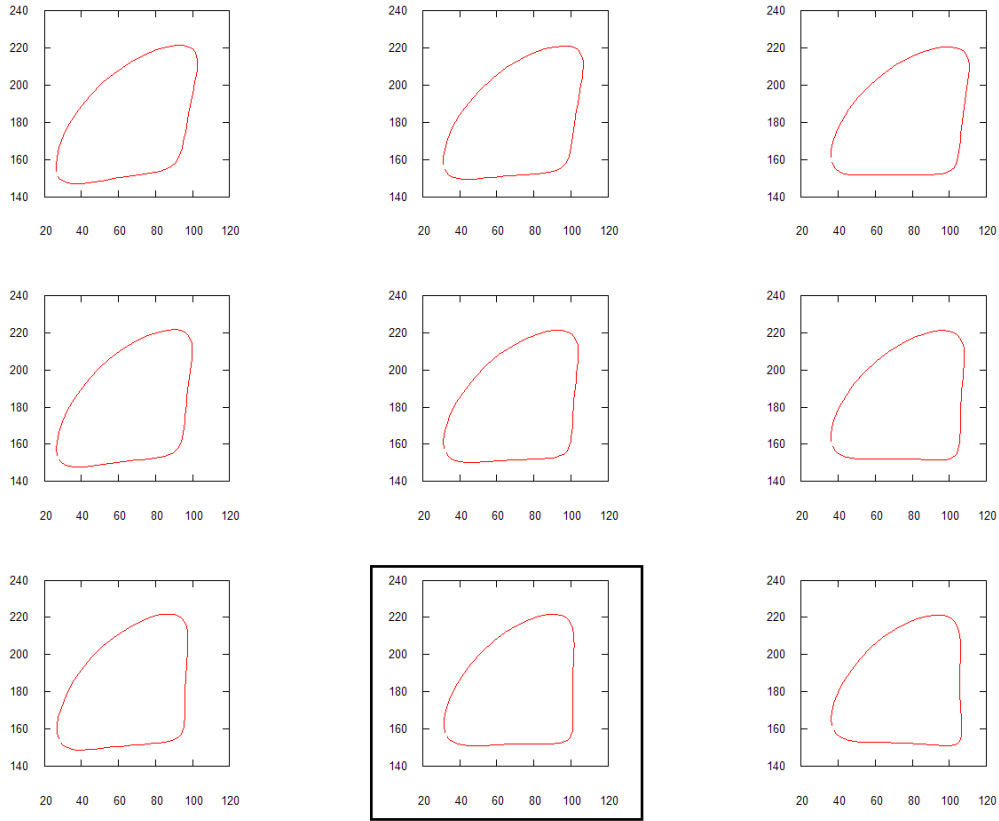


FIG. 4.3 – trajectoire en L en déplaçant le point P3

Si on ne veut pas tourner le stock, on a intérêt à utiliser un "L" qui est "perpendiculaire". C'est la raison pour laquelle j'ai choisi la trajectoire encadrée (P3x +0mm, P3y -2.5mm). Remarque : En réalité ce n'est pas vraiment un problème de tourner le stock. Mais un angle perpendiculaire réalisé avec un mécanisme 4 barres est jolie.

4.3 Trajectoire "U"

Pour trouver une trajectoire en "U" on calcule $\overrightarrow{P_{out}^{23}}$ avec les valeurs numériques suivantes. J'ai trouvé les valeurs initiales en mesurant la figure 4.1 (tiré de [5]).

$$\begin{aligned}\overrightarrow{P1} &= \begin{pmatrix} 224 \\ 336 \end{pmatrix} \\ \overrightarrow{P3} &= \begin{pmatrix} 405 \\ 623 \end{pmatrix} \\ l1 &= 110 \\ l2 &= 180 \\ l5 &= 300 \pm 100 \\ l6 &= 172 \pm 100\end{aligned}$$

La figure 4.4 montre la trajectoire en modifiant les longueurs l_5 et l_6 . La figure 4.3 montre les sens de parcours.

$$\delta l_5 = -100mm$$

$$\delta l_6 = 0mm$$

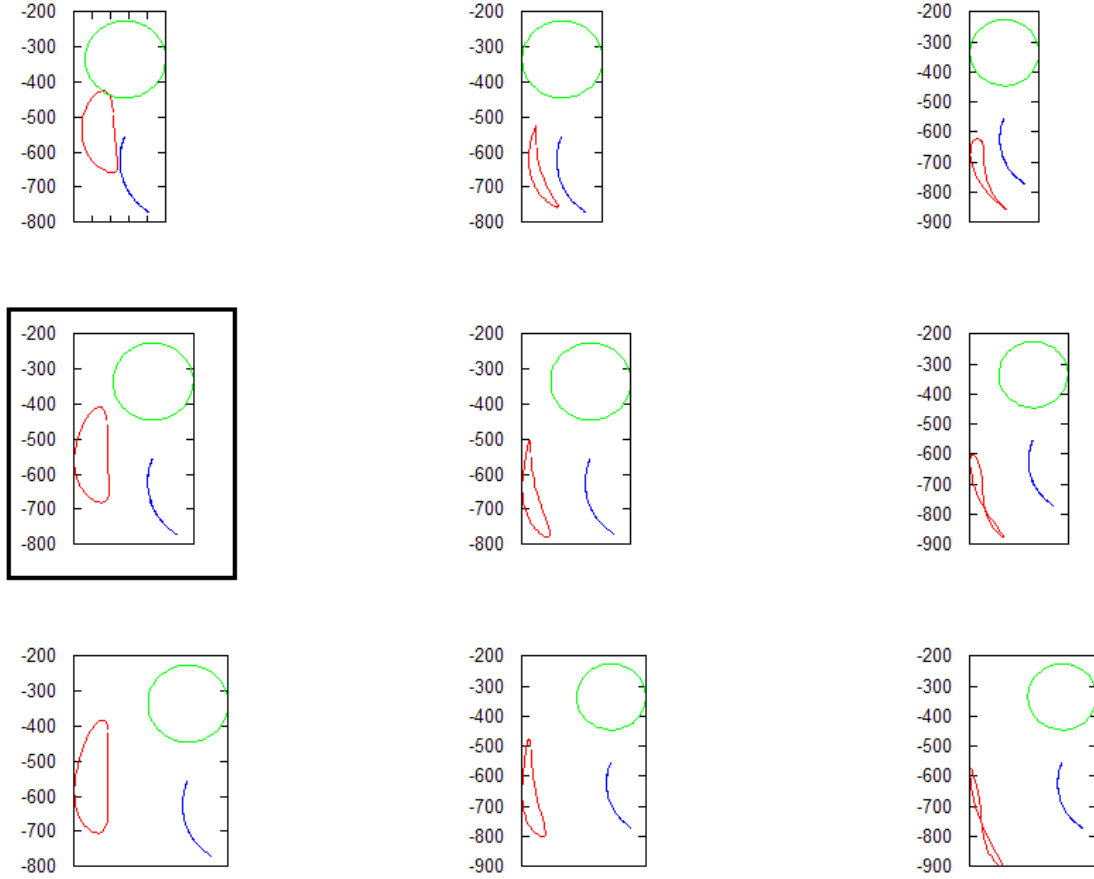


FIG. 4.4 – Optimisation d'une trajectoire en U

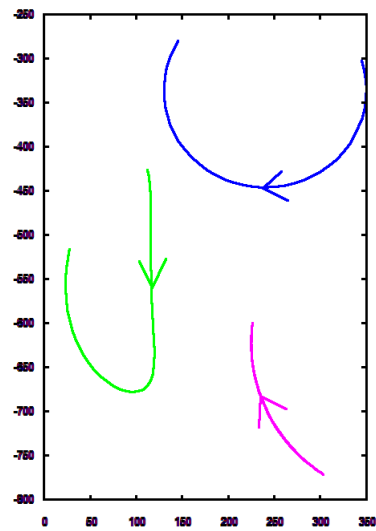


FIG. 4.5 – Choix 23a pour trajectoire "U"

Conclusion

Avec un mécanisme à quatre barres on arrive presque à faire une trajectoire quelconque. La sortie des cinématiques 4 barres proposées tourne encore n'importe comment. Il faudrait encore compenser cette rotation.

Chapitre 5

Catalogue de solutions

Pour les différentes solutions on donne d'abord un dessin qui illustre le principe. Après un dessin à l'échelle est présenté. Ces dessins à l'échelle ont été faits avec le logiciel de simulation cinématique ADAMS. ADAMS permet aussi de tracer la trajectoire parcourue par le changeur d'outil.

5.1 Solution 1 : Hypocycloïde $r = 2$

Cette solution est une application de la hypocycloïde avec un rapport de transmission de 2. (voir chapitre 3.3). Pour stocker les interfaces (outils) on utilise un ascenseur.

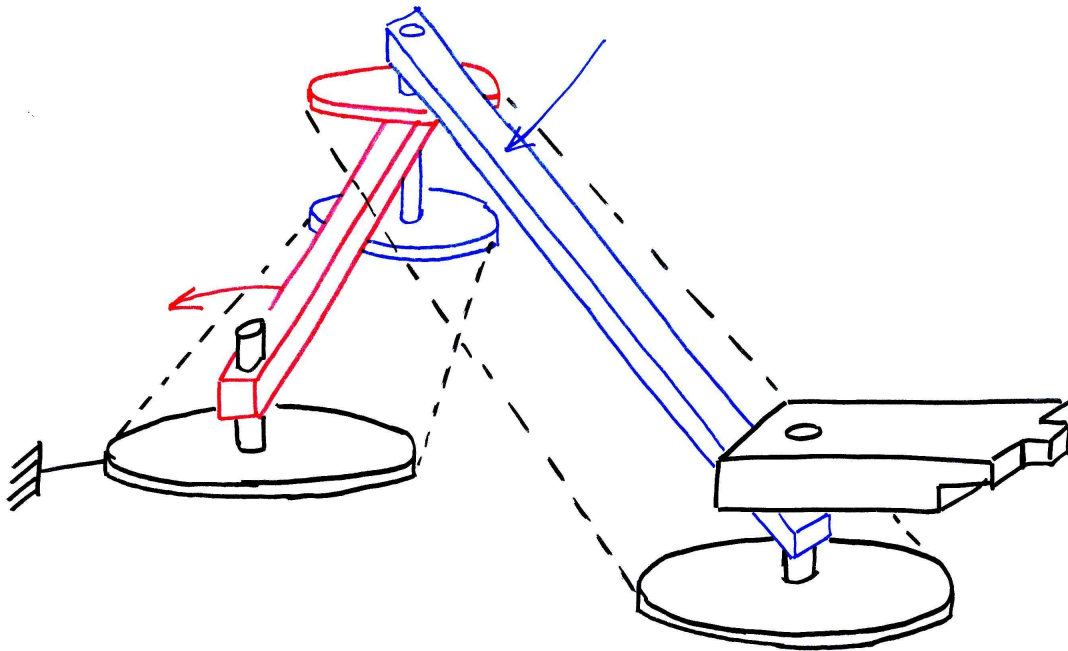


FIG. 5.1 – principe hypocycloïde trajet "ellipse" ($r = 2$)

La figure 5.2 montre la simulation de cette cinématique avec le logiciel ADAMS. A droite on voit la trajectoire parcourue par le changeur d'outil. Pour la trajectoire il faut diviser toutes les longueurs par 10. (ADMAS est prévu pour des mécanismes pas très microtechnique ce qui m'a obligé de multiplier les dimensions par un facteur 10)

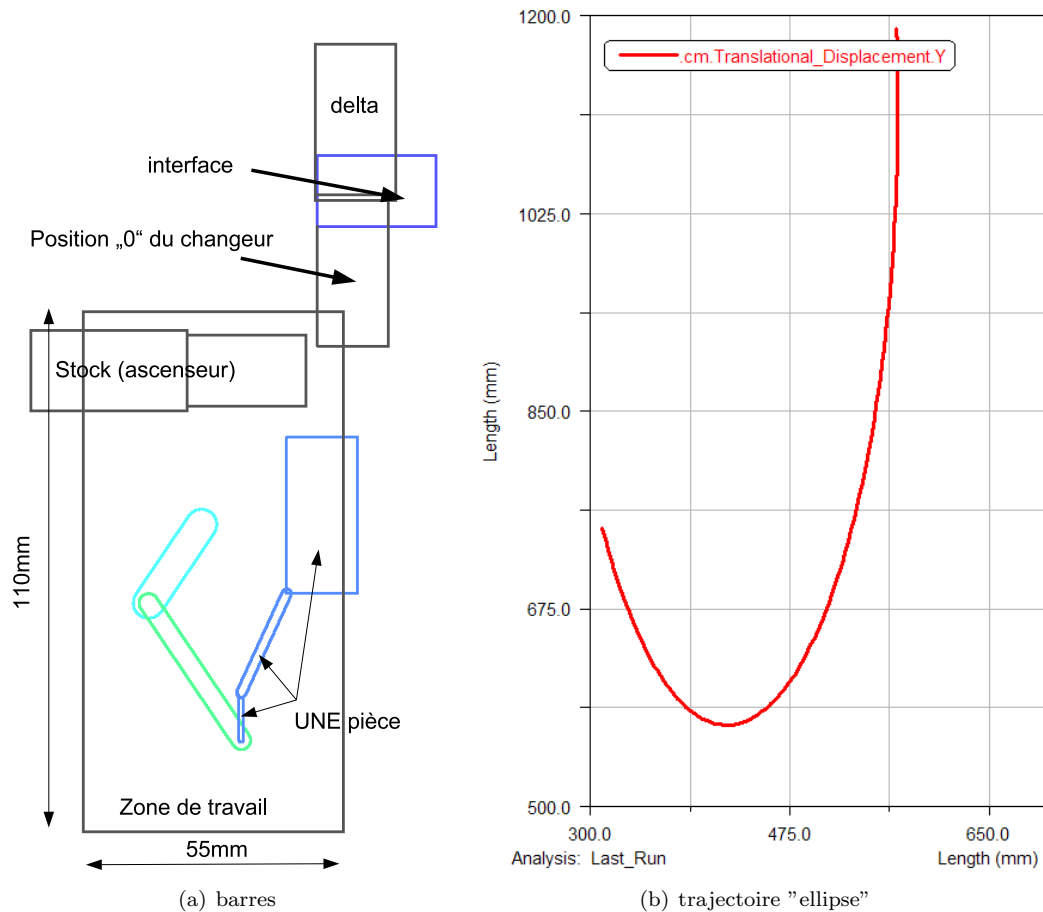


FIG. 5.2 – Simulation ADAMS hypocycloïde $r = 2$ ("ellipse")

C'est solution présente plusieurs avantages :

- déplacement en direction "x" faible, élevé en direction y
- l'interface ne tourne pas
- trajectoire près du delta et du stock à peu près sur une droite
- respecte les contraintes d'encombrement
- c'est joli

5.2 Solution 2 : Hypocycloïde $r=4$

On applique le principe de hypocycloïde avec un rapport de transmission de 4. (voir chapitre 3) Pour compenser la rotation on utilise un parallélogramme. (deux fois le même bras). On pourrait aussi appliquer la compensation par une deuxième courroie comme pour l'hypocycloïde $r = 2$. (voir chapitre 3.6). Stock : ascenseur.

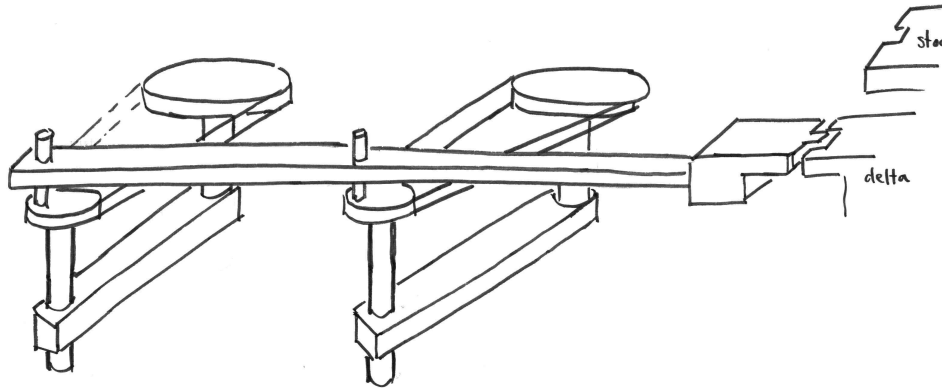
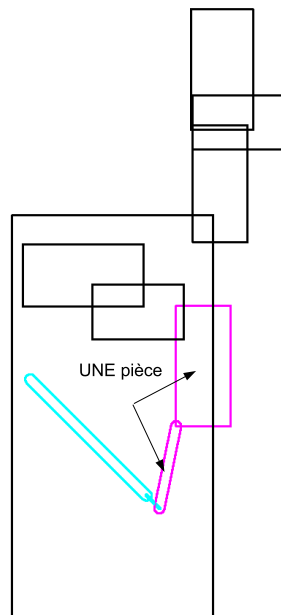
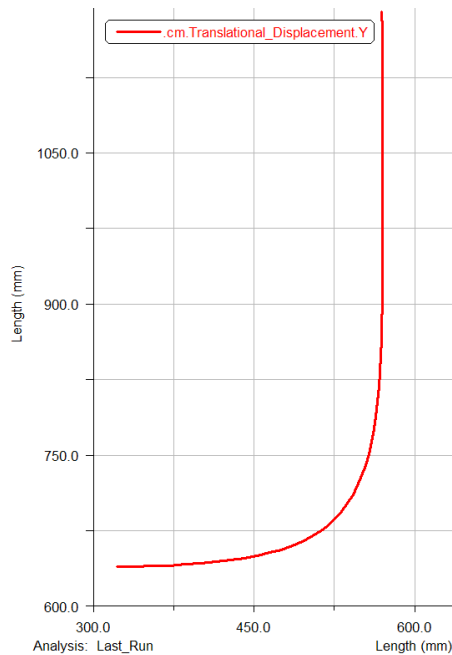


FIG. 5.3 – principe hypocycloïde trajet "L" ($r = 4$)

5.2.1 Trajectoire "L"



(a) barres



(b) trajectoire "ellipse"

FIG. 5.4 – Simulation ADAMS hypocycloïde $r = 4$ ("rectangulaire")

Avantages/Désavantages :

- le changeur s'approche du delta sur une trajectoire "très" droite
- trajectoire "L" : impossible d'utiliser le principe de saisie existant pour tenir les interfaces dans le stock (voir aussi 2.3)

5.2.2 Trajectoire "U"

Avec la même cinématique on peut faire une trajectoire en "U".

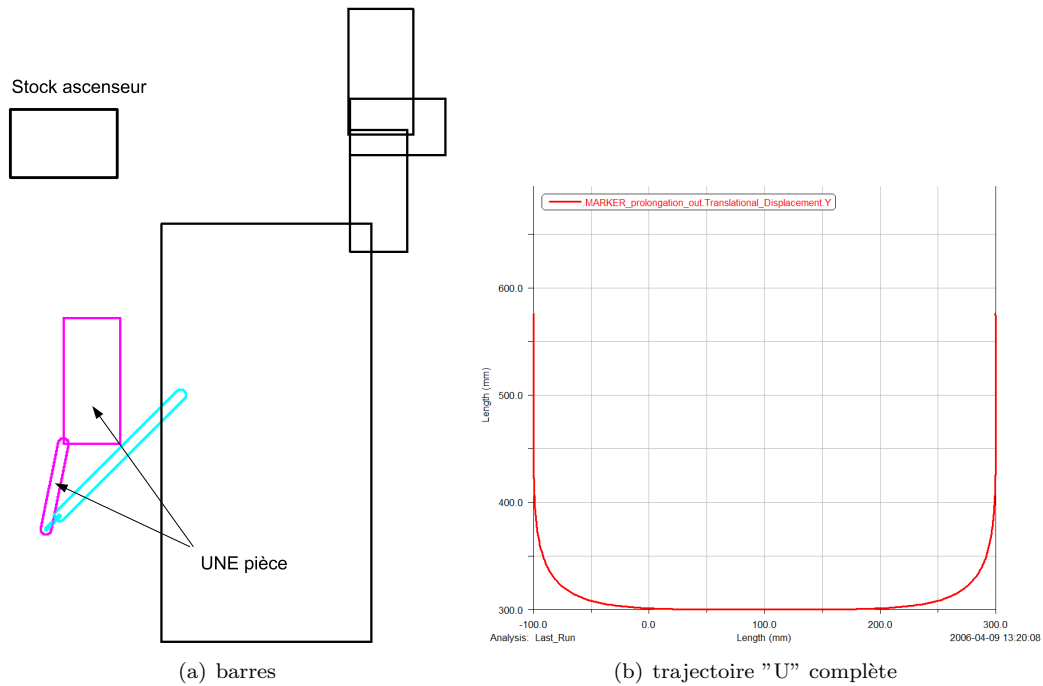


FIG. 5.5 – Simulation ADAMS hypocycloïde $r = 4$ ("rectangulaire"), "U" complet

Avantages/Désavantages :

- trajectoire "U" : Maintenant on peut utiliser le principe de saisie existant pour tenir les interfaces dans les stock
- problèmes d'encombrement

5.3 Solution 3 : 4 barres

On utilise un mécanisme à 4 bars. (voir chapitre 4). Pour compenser la rotation on pourrait utiliser deux parallélogrammes en série. (sur la figure 5.6 réalisé avec deux courroies). Stock : ascenseur.

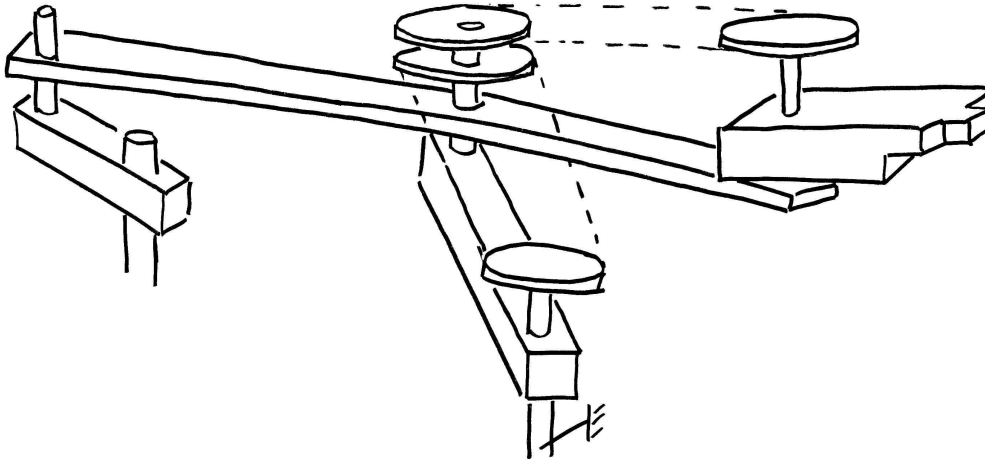


FIG. 5.6 – mécanisme 4 barres, compensation de la rotation par parallélogrammes (courroies)

5.3.1 Trajectoire "L"

La figure 5.7 montre la simulation ADAMS pour une configuration qui donne des trajectoires en "L". (voir chapitre 4.2)

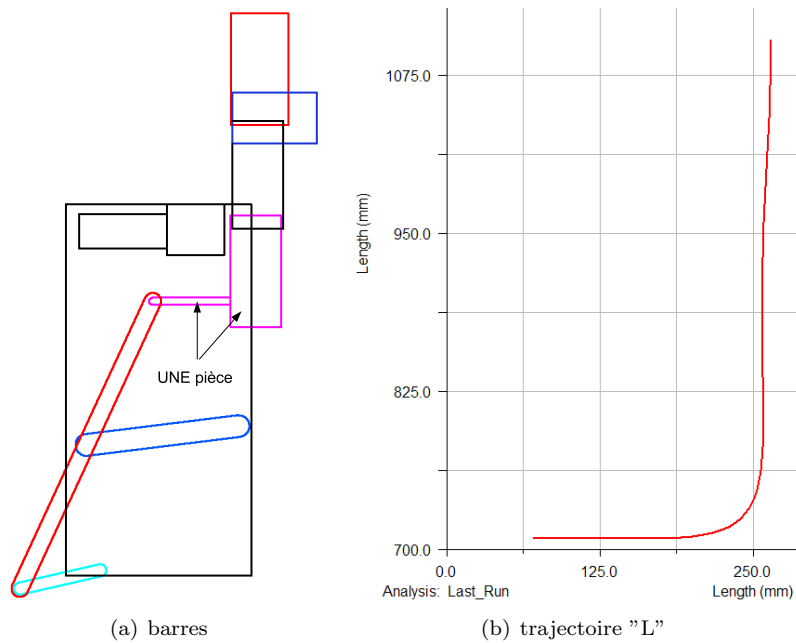


FIG. 5.7 – Simulation ADAMS 4 barres "L"

Avantages/Désavantages :

- problèmes d'encombrement
- problème de la trajectoire L : impossible d'utiliser le principe de saisie existant pour tenir les interfaces dans le stock (voir aussi 2.3)

5.3.2 Trajectoire "U"

On a vu au chapitre 4.3 qu'il existe des mécanismes à 4 barres avec une trajectoire "U".

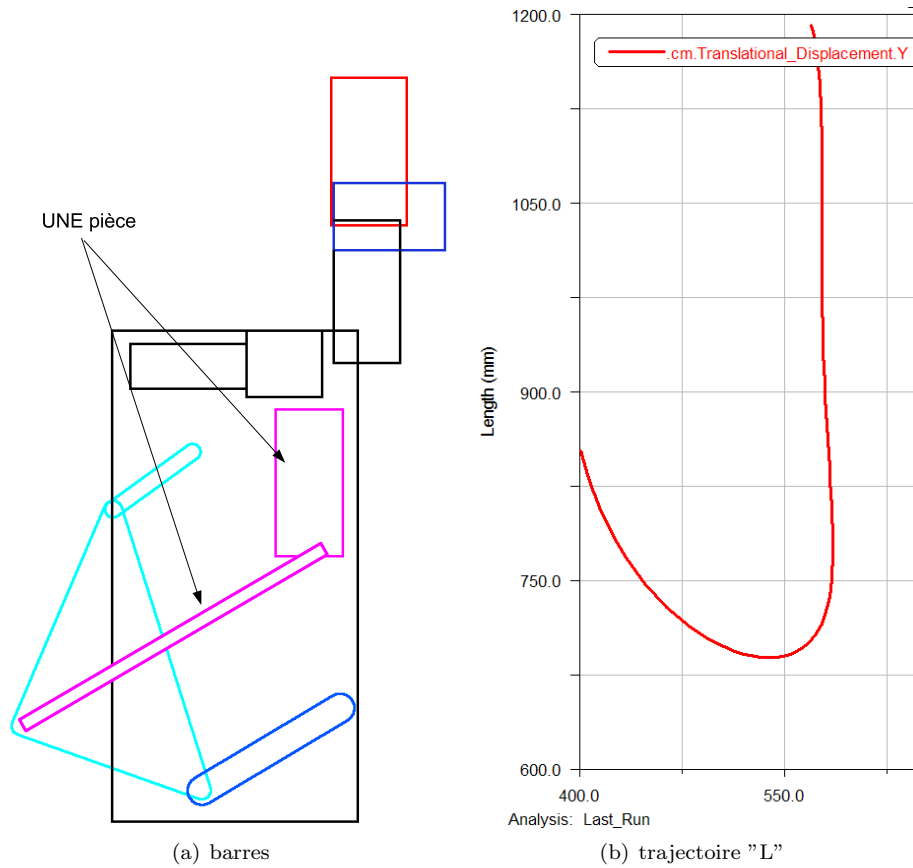


FIG. 5.8 – Simulation ADAMS 4 barres "U"

Avantages/Désavantages :

- Problèmes d'encombrement
- Trajectoire bien adapté au problème

5.4 Solution 4 : Lambda

Un λ : enfin une solution à cinématique parallèle ! Pour compenser la rotation on utilise un parallélogramme (réalisé par une courroie, voir figure 5.9). Les interfaces sont stockés une à coté de l'autre (en direction y). Malheureusement on n'arrive pas à les mettre en direction " x ". (voir figure 5.10)

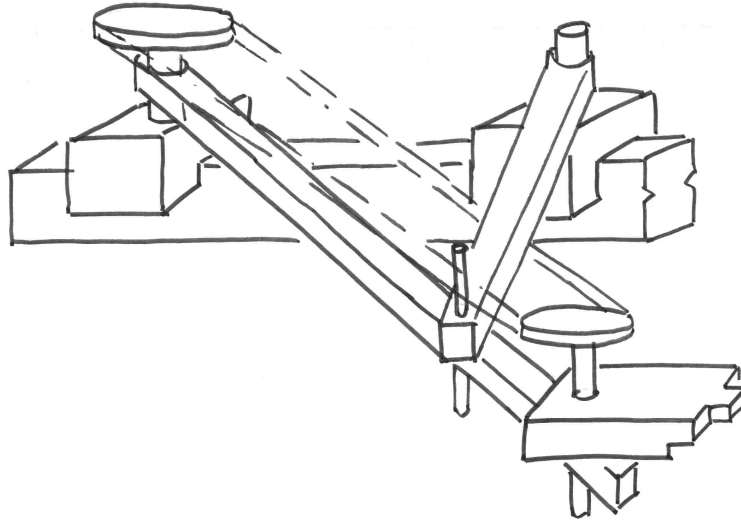


FIG. 5.9 – Dessin de principe : lambda

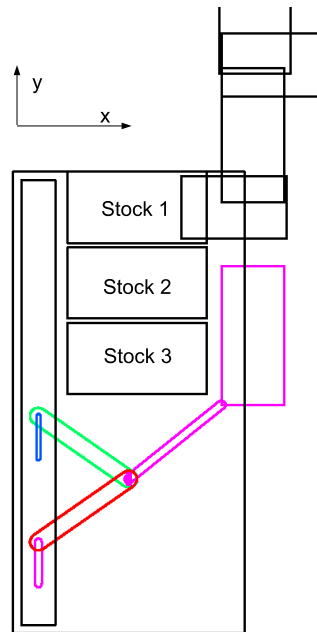


FIG. 5.10 – Simulation ADAMS : Lambda

Avantages/Désavantages :

- problème de câbles (trop de course)

5.5 Solution 5 : Cartésien

Solution cartésienne. Comme stock on utilise un ascenseur.

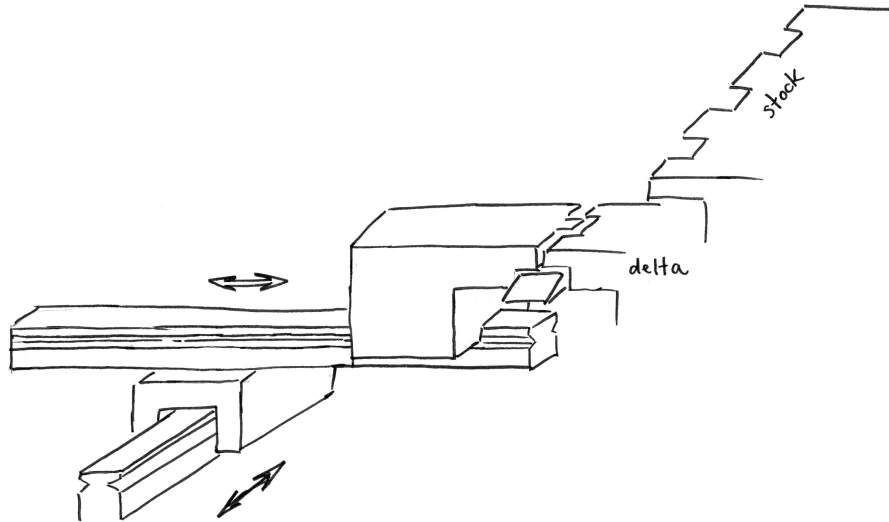


FIG. 5.11 – Cinématique cartésienne

La figure 5.12 montre le modèle ADAMS.

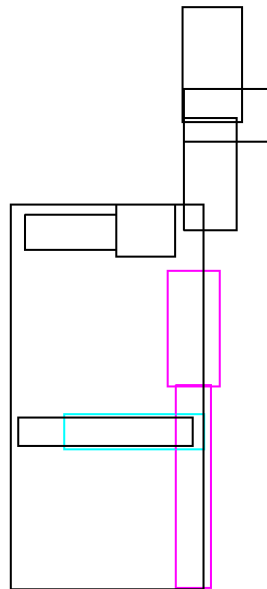


FIG. 5.12 – Simulation ADAMS : cartésien

Avantages/Désavantages

- compliqué (trois axes numériques)
- très bon au niveau câbles

5.6 Solution 6 : Angulaire

On utilise 2 degrés de liberté rotatif. Un pour le changeur d'outil et un pour le stock. (voir figure 5.13)

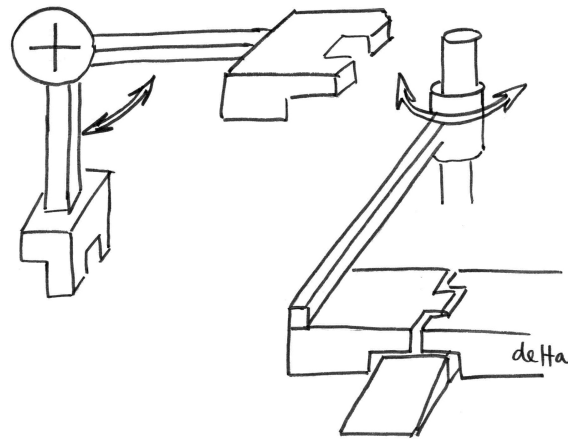


FIG. 5.13 – changeur rotatif, stock rotatif

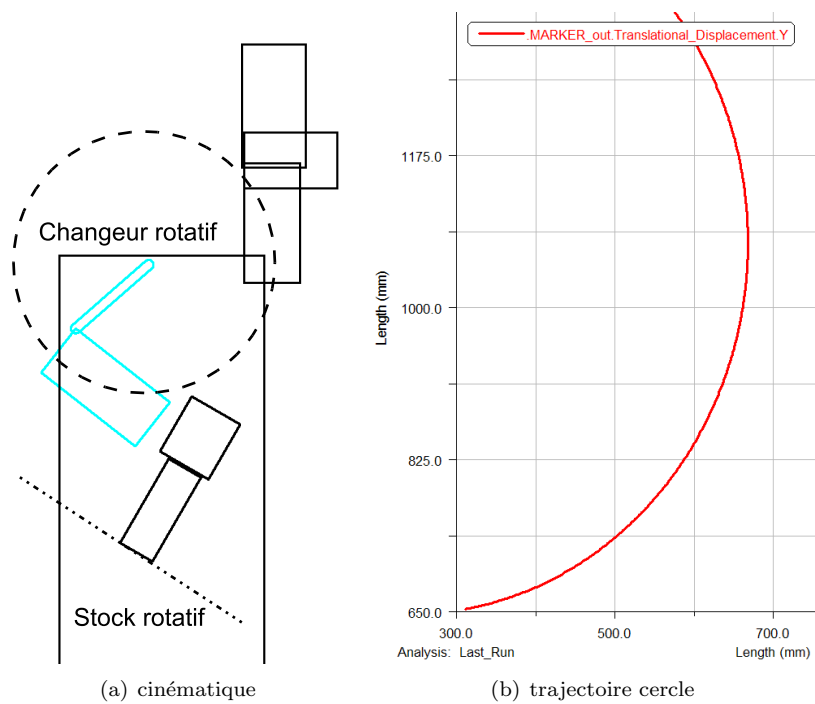


FIG. 5.14 – Simulation ADAMS angulaire

Avantages/Désavantages

- outils en danger ! (outil tourne)
- graves problèmes de câbles

5.7 Solution 7 : Angulaire avec parallélogramme

Un degré de liberté angulaire avec compensation de la rotation parasite. (parallélogramme réalisé par courroie) stock : ascenseur.

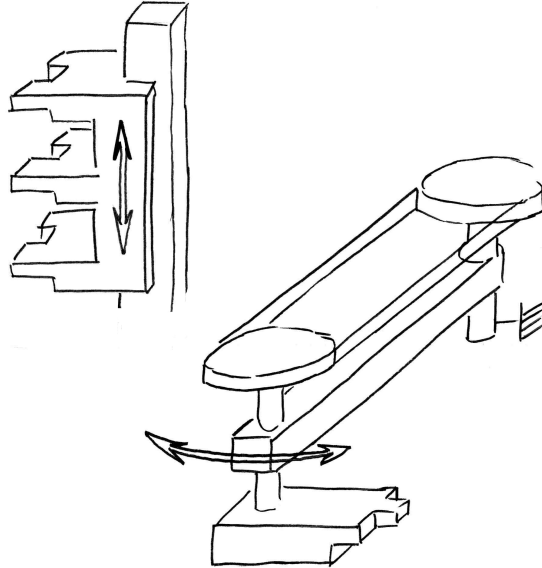


FIG. 5.15 – un ddl angulaire avec compensation de la rotation parasite

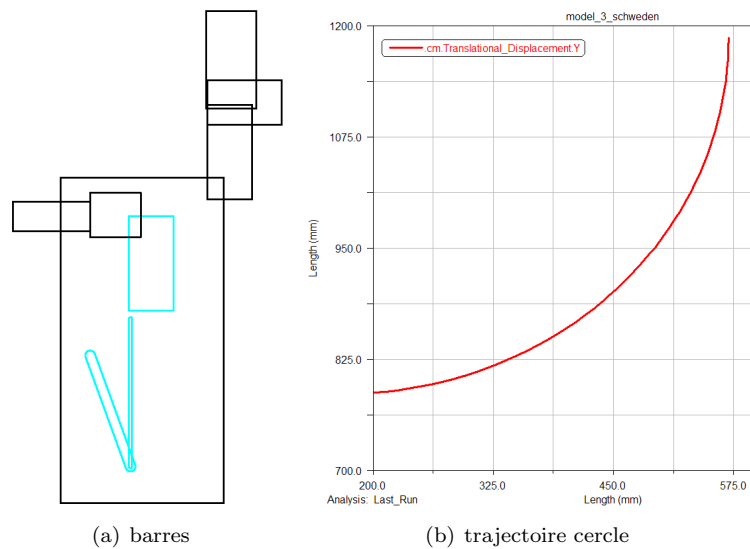


FIG. 5.16 – Simulation ADAMS parallélogram

Avantages/Désavantage :

- c'est simple
- trajectoire "L" : impossible d'utiliser le principe de saisie existant pour tenir les interfaces dans le stock (voir aussi 2.3)

5.8 Solution 8 : Angulaire et radial

Un degré de liberté radial et un degré de liberté angulaire.

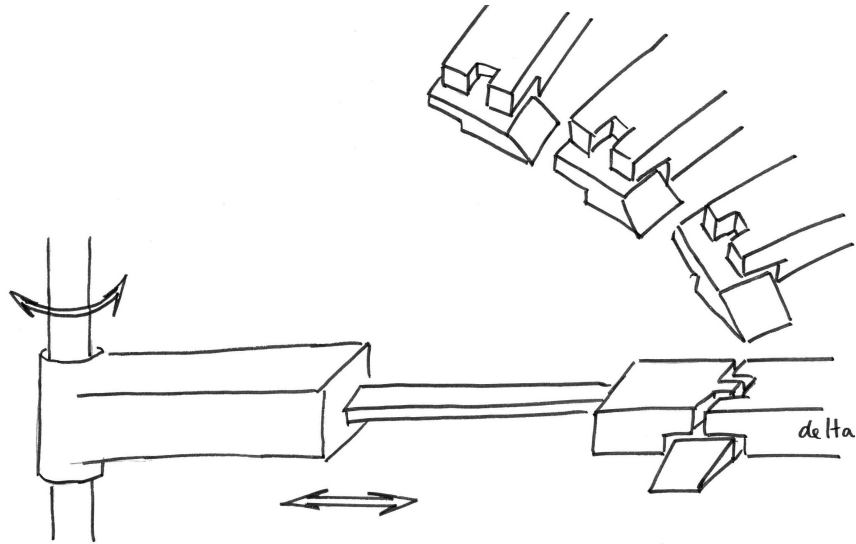


FIG. 5.17 – un ddl angulaire, un ddl linéaire

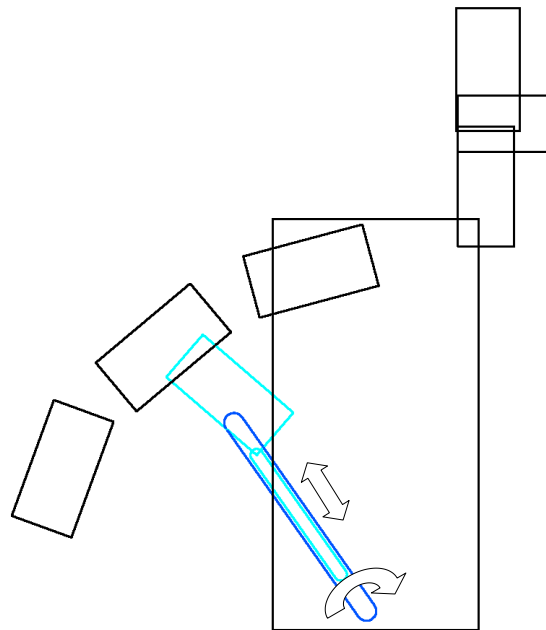


FIG. 5.18 – Simulation ADAMS

Avantages/Désavantages

- graves problèmes de câbles
- problèmes d'encombrement

5.9 Solution 9 : Linéaire incliné, stock angulaire

Une rotation pour le stock. Un degré de liberté linéaire pour le changeur. (Au chapitre 2.2 on a vu qu'on peut incliner la trajectoire jusqu'à 18°)

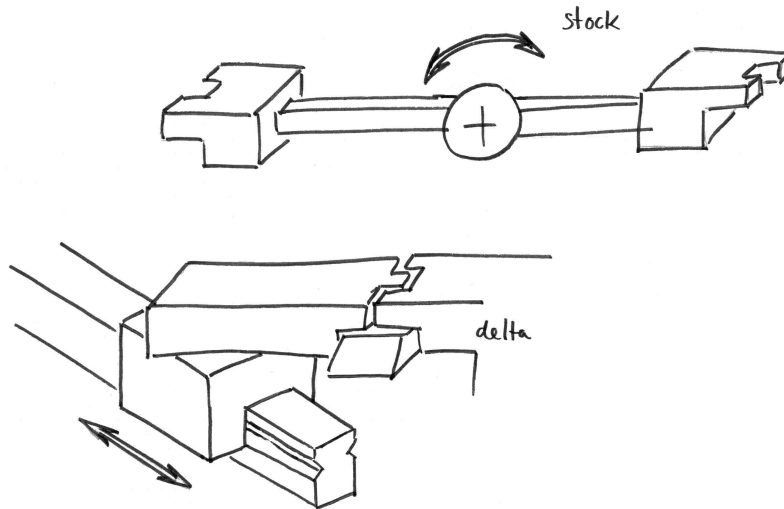


FIG. 5.19 – stock : une rotation, changeur : un ddl linéaire

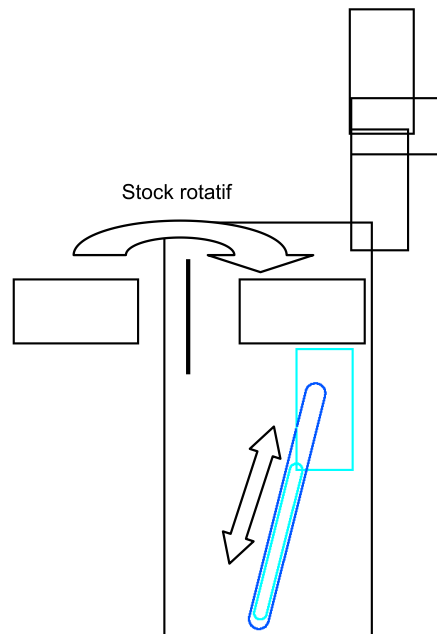


FIG. 5.20 – Simulation ADAMS

Avantages/Désavantages :
– les outils sont en danger !
– simple

5.10 Solution 10 : Linéaire incliné, stock angulaire, à course réduite

C'est la même chose que la solution précédente. Par contre avec cette disposition du stock la course est réduite.

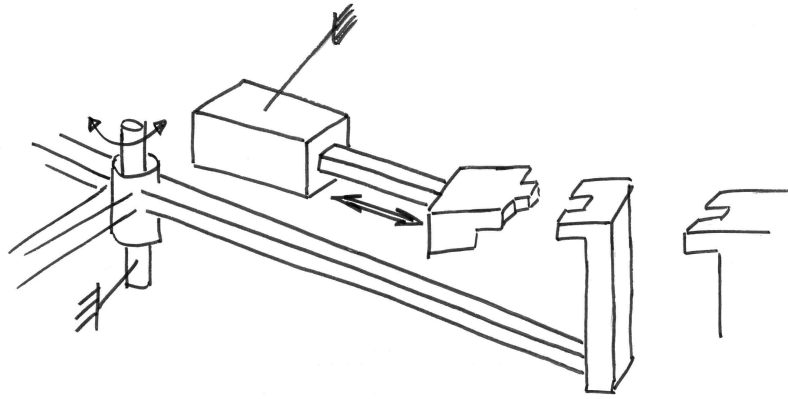


FIG. 5.21 – stock : une rotation, changeur : un ddl linéaire, course réduite

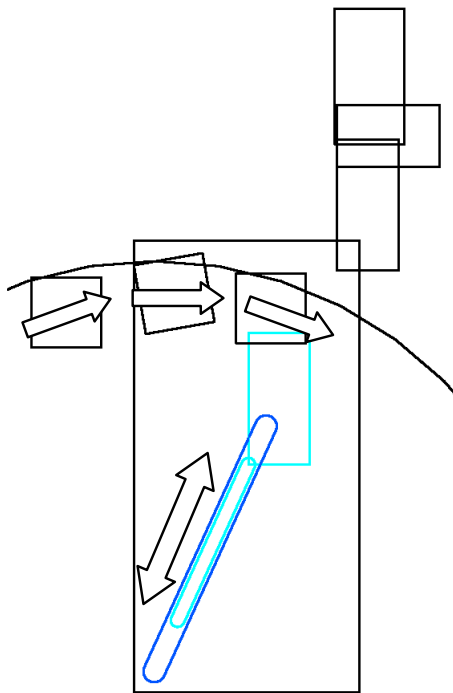


FIG. 5.22 – Simulation ADAMS

Avantages/Désavantages :

- les outils sont en danger !
- simple

5.11 Choix d'une solution

Les critères et les notes

Le tableau 5.1 donne les critères pour l'évaluation du catalogue de solution. Le critère "agrandir le stock ?" exprime la possibilité d'agrandir le stock. Le critère "principe de saisie existant" exprime si on peut appliquer le même principe de prise qui est actuellement utilisé entre le delta et l'interface. Comme on a vu au chapitre 2.2 ce principe nous impose une insertion et une extraction de l'interface sur un trajet qui est à peu près droite. Le critère "câbles" évalue le risque de trop tordre ou fléchir les câbles.

Critères
simplicité
encombrement
risque de collisions
câbles
simplicité pour charger les outils
agrandir le stock ?
entraînement manuel ?
principe de saisie existant ?

TAB. 5.1 – Critères utilisés

Le tableau 5.2 montre les notes qui seront utilisées par la suite.

signification	note
très mauvais	-2
mauvais	-1
neutre	0
bon	1
très bon	2

TAB. 5.2 – Signification des notes utilisées

Critère	poids	hypo $r = 2$	hypo $r = 4$	4barres L	4 barres U
simplicité	2	1	1	0	0
encombrement	4	1	1	-1	-2
risque de collisions	5	2	2	2	2
câbles	4	2	1	2	2
simplicité pour charger les outils	2	0	0	0	0
agrandir le stock ?	2	0	0	0	0
entraînement manuel ?	2	2	2	2	2
principe de saisie existant ?	2	2	-2	-2	2
score		32	20	14	18

TAB. 5.3 – Evaluation des solutions partie 1

Critère	poids	Lambda	cartésien	angulaire	angulaire+para
simplicité	2	-1	-2	2	2
encombrement	4	-2	0	-1	1
risque de collisions	5	2	2	-2	2
câbles	4	-2	2	-1	2
simplicité pour charger les outils	2	0	0	0	0
agrandir le stock ?	2	0	0	0	0
entraînement manuel ?	2	-2	-2	2	2
principe de saisie existant ?	2	2	2	-2	-2
score		-8	14	-14	26

TAB. 5.4 – Evaluation des solutions partie 2

Critère	poids	angulaire et radial	linéaire incliné 1 et 2
simplicité	2	1	1
encombrement	4	-2	-2
risque de collisions	5	-1	-1
câbles	4	-2	2
simplicité pour charger les outils	2	2	2
agrandir le stock ?	2	1	1
entraînement manuel ?	2	-2	2
principe de saisie existant ?	2	2	2
score		-13	11

TAB. 5.5 – Evaluation des solutions partie 3

la solution choisit est l' hypocycloïde avec $r = 2$

Chapitre 6

Dimensionnement

6.1 Moteur de la cycloïde

6.1.1 Estimation du couple maximale

Un Modèle simple

- bras allongé (jamais le cas en réalité)
- toutes les masses concentrées au bout des barres

Remarque : le couple réelle est évidemment plus bas.

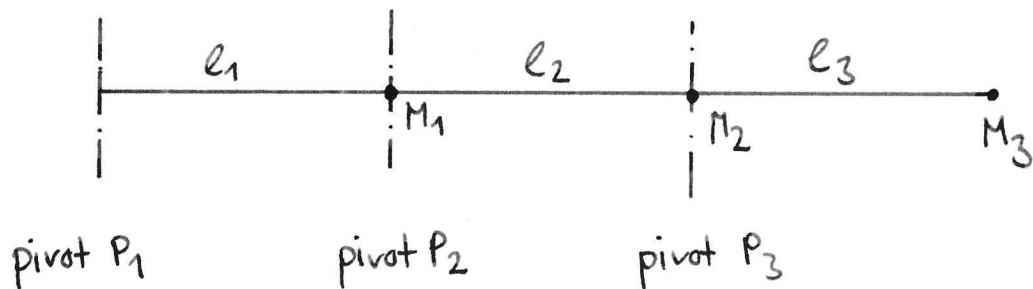


FIG. 6.1 – le bras allongé

Inertie "vue" par le pivot 3 :

$$I_3 = l_3^2 M_3$$

Inertie "vue" par le pivot 2 :

$$I_2 = l_2^2 M_2 + (l_2 + l_3)^2 M_3$$

Inertie "vue" par le pivot 1 :

$$I_1 = l_1^2 M_1 + (l_1 + l_2)^2 M_2 + (l_1 + l_2 + l_3)^2 M_3$$

vitesses angulaires entre les barres (valeurs absolues) :

- barre 1 par rapport à la terre : ω
- barre 2 par rapport à la barre 1 : 2ω
- barre 3 par rapport à la barre 2 : ω

couple à l'entrée du système :

$$M = \dot{\omega}I_1 + (2\dot{\omega})I_2 + \dot{\omega}I_3 = \dot{\omega}(I_1 + 2I_2 + I_3) = \dot{\omega}I_{eq}$$

Remarque : Ici on a en principe pas le droit de poser $M = \dot{\omega}I$. l'inertie I n'est pas constante!!!. Voir chapitre 6.1.2 pour un modèle plus complet.

Application numérique

longeurs des barres

- $l_1 = 25mm$
- $l_2 = 35mm$
- $l_3 = 70mm$

mesure du poids des trois barres par pro/E :

- $M_1 = 0.054kg$
- $M_2 = 0.039kg$
- $M_3 = 0.018kg$

profile de vitesse :

- trapèze
- la course angulaire : $\psi = \pi$
- temps de transfert : $T = 2s$

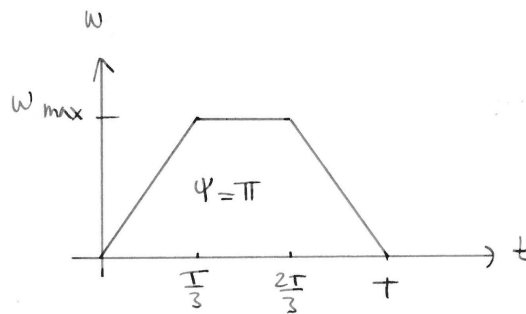


FIG. 6.2 – profile de vitesse

vitesse max :

$$\omega_{max} = \frac{3\psi}{2T} \approx 2.4rad/s$$

accélération angulaire :

$$\dot{\omega} = \frac{\omega_{max}}{T/3} \approx 3.6rad/s^2$$

inertie équivalente :

$$I_{eq} \approx 10^{-3}kgm^2$$

couple nécessaire :

$$M = \dot{\omega}I_{eq} \approx 3.6mNm$$

6.1.2 Estimation du couple moteur (modèle plus complet)

Je me suis amusé à établir un modèle qui tient compte du fait que l'inertie change tout le temps. Voir l'annexe pour les détails de calcul. (chapitre 8.3) Ici on présente que quelques résultats :

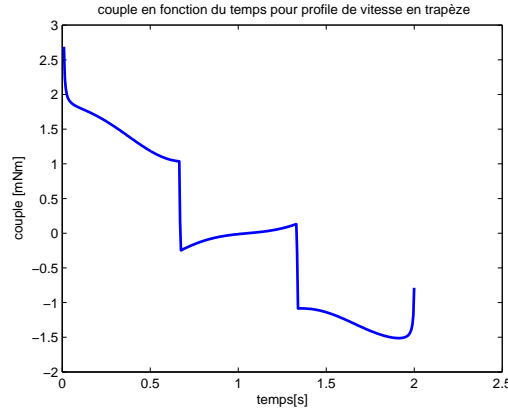


FIG. 6.3 – couple nécessaire en fonction du temps

inertie équivalente :

$$I_{eq} \approx 0.5 \cdot 10^{-3} \text{kgm}^2$$

couple max nécessaire :

$$M \approx 2.7 \text{mNm}$$

6.1.3 Choix du Moteur

J'ai choisit le moteur Maxon RE10. C'est le moteur avec balais le plus petit qui est fournie avec encoder.

6.1.4 Choix du rapport de transmission

Les inerties :

- Moteur Maxon RE10 : $I_{mot} = 6 \cdot 10^{-9} \text{kgm}^2$
- Réducteur Maxon GP10 (rapporté au moteur) : $I_{red} = 3 \cdot 10^{-10} \text{kgm}^2$
- la charge : $I_{eq} = 0.5 \cdot 10^{-4} \text{kgm}^2$

Rapport de transmission optimale (pertes minimales, accélération maximale) (selon [1],[2]) :

$$r_{opt} = \sqrt{\frac{I_{eq}}{I_{mot} + I_{red}}} \approx 281$$

dans le catalogue on trouve $r = 256$

6.1.5 Couple

- Rendement du réducteur : $\eta = 0.6$
- couple moteur nominale : $M_N = 0.8 \text{mNm}$
- couple utile : $M_{out} = M_N \cdot r \cdot \eta \approx 120 \text{mNm}$
- couple nécessaire : $M_{ch} = 2.7 \text{mNm}$

$$M_{out=120\text{mNm}} \gg M_{ch} = 2.7 \text{mNm}$$

Remarques : Avec ce rapport de transmission on a beaucoup trop de couple.

6.1.6 Vitesse

pour le profile de vitesse choisit (voir chapitre 6.1.1) :

$$\omega_{max} = 2.4 rad/s$$

rapport de transmisson :

$$r = 256$$

vitesse du moteur :

$$n_{moteur,max} = \frac{r\omega_{max}}{2\pi 60} \approx 5800 tours/min$$

6.1.7 Résolution

- Encodeur Maxon MR 16 : 16 impulsions \rightarrow 64 incréments par tour (encodage en quadrature)
- soit $R_{eq}(t)$ la distance entre "premier axe de la barre 1" et la sortie
- rapport de transmission : $r = 256$

la résolution est donné par :

$$\delta = \frac{2\pi R_{eq}(t)}{64 \cdot 256}$$

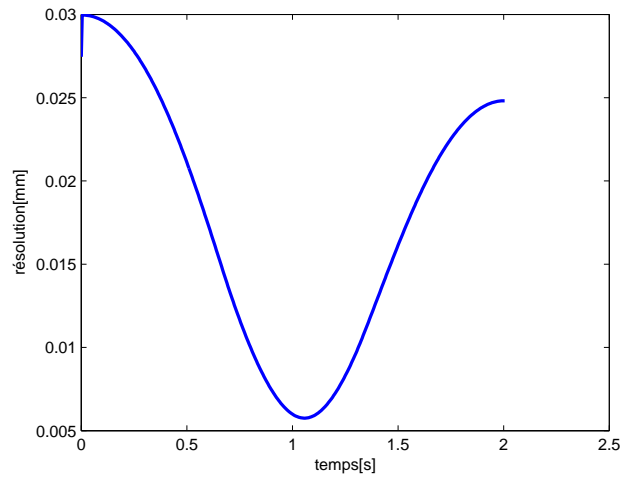


FIG. 6.4 – résolution en fonction du temps

- près du delta : 2.5/100 de résolution
- près du stock : 3/100 de résolution

6.2 Moteur de l'ascenseur

Il s'agit de dimensionner l'entraînement du système vis-écrou de l'ascenseur.

6.2.1 Estimation du couple

- poids du chariot : $m_{chariot} = 0.1kg$
- faible accélération du chariot : $gm_{chariot} \gg am_{chariot}$
- force nécessaire : $F = gm_{chariot} = 1N$
- diamètre de la vis (M4) : $D = 4$
- pas de vis (M4) : $P = 0.7$
- coefficient de frottement : $\mu \approx 0.3$
- filetage 60° :

$$\mu_{equivalent} = \frac{\mu}{\cos 30^\circ}$$

- angle de frottement équivalent :

$$\tan \rho' = \mu_{equivalent}$$

- angle du plan incliné :

$$\tan \phi = \frac{P}{\pi D}$$

couple pour faire monter le chariot (selon [3]) :

$$M_+ = F \cdot \tan(\phi + \rho') \cdot \frac{D}{2} \approx 1mNm$$

couple pour faire descendre le chariot :

$$M_- = F \cdot \tan(\phi - \rho') \cdot \frac{D}{2} \approx -0.4mNm$$

6.2.2 Choix du moteur

Nous utilisons le même type de moteur (Maxon RE10) que pour entraîner la cycloïde.

6.2.3 Rapport de transmission

- le plus petit réducteur maxon standard : $r = 16$
- rendement du réducteur : $\eta = 0.8$
- couple moteur nominale : $M_N = 0.8mNm$
- couple utile : $M_{out} = M_N \cdot r \cdot \eta \approx 10mNm$
- couple nécessaire : $M_{ch} = 1mNm$

$$M_{out=10mNm} \gg M_{ch} = 1mNm$$

Remarques : Avec ce rapport de transmission on a beaucoup trop de couple. Par contre on n'arrive pas à fournir le couple nécessaire sans réducteur. Une autre possibilité serait de mettre un rapport de transmission $\neq 1$ entre le moteur et la vis. Mais on n'a pas la place pour mettre une poulie plus grande sur la vis. (Voir les plans en annexe)

6.2.4 Vitesse

- vitesse moteur max : $n_{moteur} = 14000 \text{ tours/min}$
- rapport de transmission : $r = 16$
- pas de vis : $P = 0.7mm$
- vitesse du chariot max : $v_{max} \approx 10.2mm/s$
- distance verticale entre deux outils : $25mm$
- temps de déplacement entre deux outils : $2.5s$

6.2.5 Résolution

- Encodeur Maxon MR 16 : 16 impulsions \rightarrow 64 incréments par tour (encodage en quadrature)
 - Pas de vis : $P = 0.7mm$
 - rapport de transmission : $r = 16$
- la résolution s'écrit :

$$\delta = \frac{P}{64r} \approx 0.6\mu m$$

Remarque : la résolution est "trop" bonne

6.3 Courroies

Comme courroies et poulies on utilise du K1,5 de Synchroflex. Largeur de la courroie : $4mm$.

6.3.1 Moteur cycloïde - cycloïde

Pour tendre la courroie on utilise les trous oblongs de la pièce qui porte le moteur.

- poulie 1 : $z_1 = 32 \text{ dents}$
- poulie 2 : $z_2 = 32 \text{ dents}$
- Longueur de la courroie : $L = 94 \text{ dents} \cdot 1.5mm = 141mm$
- entraxe : $e = 0.5(L - 32 \cdot 1.5mm) \approx 46.5mm$

Couple transmissible :

- nombre de dents en prise : $z_e = 16$
- couple spécifique à très basse vitesse : $M_{spec} = 1.54mNm/(cm \text{ courroie})$
- largeur de la courroie : $4mm$
- couple à transmettre (voir chapitre 6.1.2) : $M = 2.7mNm$
- couple transmissible :

$$M_{trans} = 16 \text{ dentes} \cdot M_{spec} \cdot 0.4cm = 9.9mNm$$

- $M_{trans} \gg M$

6.3.2 Moteur ascenseur - vis

Pour tendre la courroie on utilise les trous oblongs de la pièce qui porte le moteur.

- poulie 1 : $z_1 = 32 \text{ dents}$
- poulie 2 : $z_2 = 32 \text{ dents}$
- Longueur de la courroie : $L = 67 \text{ dents} \cdot 1.5mm = 100.5mm$
- entraxe : $e = 0.5(L - 32 \cdot 1.5mm) \approx 26.3mm$

6.3.3 cycloïde pivot 1 - cycloïde pivot 2

La courroie est tendue par une roue tendeur. (roulement à bille)

- poulie 1 : $z_1 = 25 \text{ dents}$
- poulie 2 : $z_2 = 50 \text{ dents}$
- Longueur de la courroie : $L = 67 \text{ dents} \cdot 1.5 \text{ mm} = 100.5 \text{ mm}$
- entraxe : 21 mm (trouvé par mesure proe/E pour une longueur de courroie fictif de 100.0)

6.3.4 cycloïde pivot 2 - cycloïde pivot 3

La courroie est tendue par une roue tendeur. (roulement à bille)

- poulie 1 : $z_1 = 31 \text{ dents}$
- poulie 2 : $z_2 = 62 \text{ dents}$
- Longueur de la courroie : $L = 94 \text{ dents} \cdot 1.5 \text{ mm} = 141 \text{ mm}$
- entraxe : 34.6 mm (trouvé par mesure proe/E pour une longueur de courroie fictif de 140.5)

6.4 Paliers lisses

Comme palier pour les pivots de la cycloïde nous utilisons des paliers lisses de Igus. On estime seulement les efforts dans le "pivot 1" de la cycloïde. Les autres paliers sont moins sollicités.

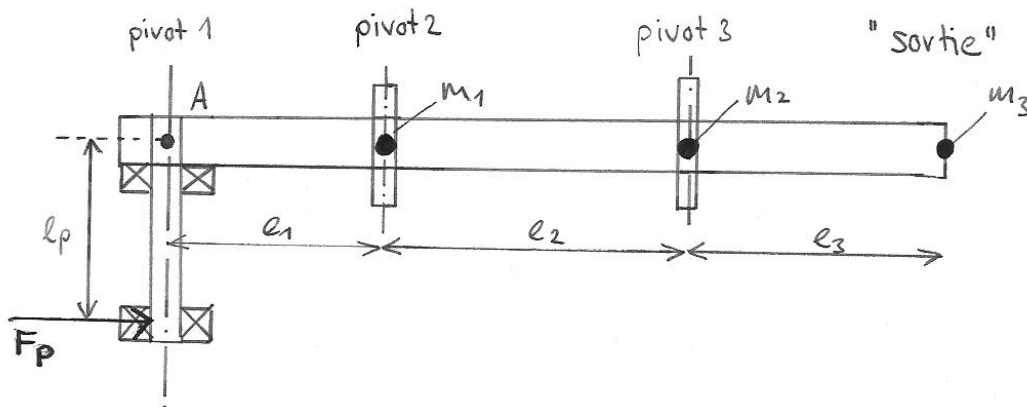


FIG. 6.5 – Modèle simple de la charge du palier 1

- bras allongé (jamais le cas en réalité)
- diamètre de l'arbre : $D = 4 \text{ mm}$
- hauteur du palier : $h = 4 \text{ mm}$
- distance entre les deux paliers : $l_p = 14 \text{ mm}$
- longueurs l_1, l_2, l_3 (voir chapitre 6.1.1)
- masses m_1, m_2, m_3 (voir chapitre 6.1.1)
- efforts axial négligés
- contrainte max admis dans le palier : $\sigma_{max} = 80 \text{ MPa}$

L'équation de Newton par rapport au point A :

$$M_A = g [m_1 l_1 + m_2 (l_1 + l_2) + m_3 (l_1 + l_2 + l_3)] - l_p F_p = 0$$

$$F_p = \frac{g}{l_p} [m_1 l_1 + m_2 (l_1 + l_2) + m_3 (l_1 + l_2 + l_3)]$$

Approximation pour la surface de contact : (voir figure 6.6)

$$S = \frac{\pi \cdot D \cdot h}{2}$$

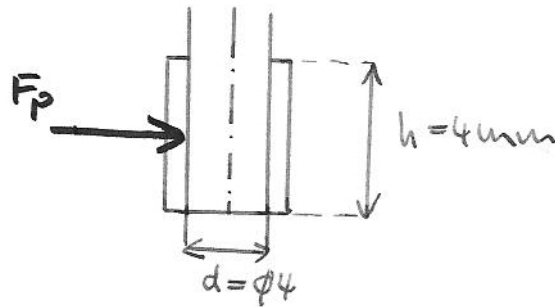


FIG. 6.6 – Estimation de la surface de contact

la contrainte dans le palier s'écrit :

$$\sigma = \frac{F_p}{S} \approx 0.15 \text{ MPa}$$

$$\sigma \ll \sigma_{max}$$

6.5 Système "lame-vérin" pour tenir les outils dans le stock

Il s'agit de dimensionner le système pour ouvrir la lame sur le stock. (voir figure 6.7 et plan 1500)
Remarque : en réalité les deux leviers sont presque horizontaux.

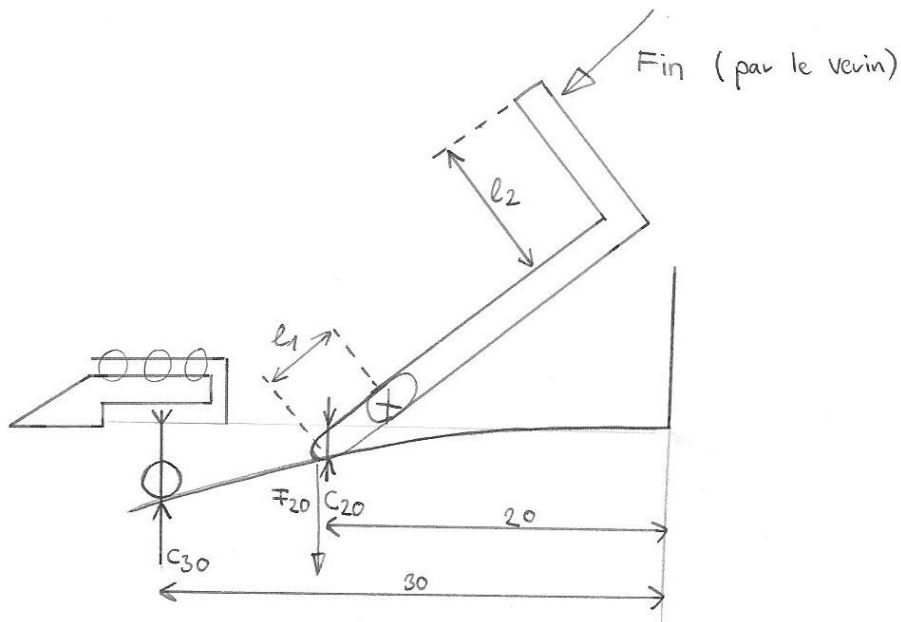


FIG. 6.7 – Système lame, vérin, leviers

La lame

- longueur $l = 20mm$
- épaisseur $t = 0.6mm$
- largeur $b = 5.8mm$
- module de Young, acier ressort $E = 210GPa$
- limite élastique pour les acier ressort : $R_e = 1000MPa$ (où même plus)

la rigidité à l'endroit où le levier touche la lame (selon [4]) :

$$k = \frac{Ebt^3}{4l^3} \approx 8 N/mm$$

Courses

Selon figure 6.8 il nous faut une course minimale (au point "30") de 0.5mm pour ouvrir la pince.
On pose pour la course minimale :

$$c_{30} = 0.6mm$$

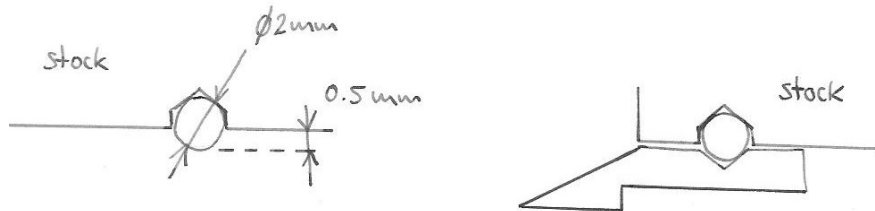


FIG. 6.8 – Les billes qui dépassent de 0.5mm

La course au point "20" (là où le levier touche la lame) :

$$c_{20} = \frac{20}{30} \cdot c_{30} = 0.4mm$$

la force que le levier doit exercé sur la lame :

$$F_{20} = kc_{20} = 3.2N$$

pour cette force les contraintes dans la lame sont :

$$\sigma = \frac{6F_{20}l}{bt^2} \approx 183MPa << R_e$$

la force du vérin sur ce système de leviers ($l_1 = 3mm$, $l_2 = 11mm$) :

$$F_{in} = \frac{F_{20}l_1}{l_2} = 0.9N$$

la course du vérin :

$$c_{in} = c_{20} \frac{l_2}{l_1} = 1.5mm$$

Force du vérin

- diamètre du piston : $D = 4mm$
- pression du réseau : $6bar$
- notre "vérin" a beaucoup de fuites \rightarrow on veut qu'il marche encore pour $\Delta P = 2bars$
- force max : $F_{verin} = \Delta P (D/2)^2 \pi \approx 2.5N$
- $F_{verin} > F_{in}$

Ressort du vérin

Il nous faut un ressort avec les caractéristiques suivantes :

- flèche supérieur à $1.5mm$ (avec une bonne marche pour éviter les collisions entre le vérin et l'ascenseur qui se déplace)
- Diamètre extérieur $D_a < 4mm$ (donné par le vérin)
- force assez grande pour repousser le vérin dans sa position initiale. Posons : $P > 0.2N$

En appliquant la démarche donné par [3] j'ai dimensionner le ressort suivant :

- Diamètre extérieur : $D_a = 3mm$
- Diamètre du fil : $d = 0.25$
- pas du ressort : $h = 1mm$
- nombre de spires : $n = 15$
- longueur du ressort : $L0 = 12mm$

force	flèche	contrainte
$P_1 = 0.3N$	$f_1 = 1.7mm$	$\sigma_1 = 140MPa$
$P_{my} = 0.8N$	$f_{my} = 4.7mm$	$\sigma_{my} = 385MPa$
$P_2 = 1.1N$	$f_2 = 6.8mm$	$\sigma_2 = 556MPa$
$P_{max} = 1.4N$	$f_{max} = 8.6mm$	$\sigma_{max} = 703MPa$

On utilisant ce ressort entre f_1 et f_{my} on a une course de $3mm$. Et la force est entre $0.3N$ et $0.8N$. J'ai démonté quelques stylos. Il semble qu'on pourrait tout à fait utiliser un simple ressort de style.

Chapitre 7

Conclusion

L'hypocycloïde avec $r = 2$ est très intéressant pour notre application. Par contre sur les animations celle avec $r = 4$ est encore plus jolie à voir. Je vais probablement bricoler une fois un petit modèle Lego pour $r = 4$.

Je remercie chaleureusement les assistants et le professeur pour ce projet super intéressant.

Bibliographie

- [1] H. BLEULER, R. CLAVEL, C. BAUR, M. BOURI et J-M. BREGUET : *Robotique et Microrobotique*. EPFL, Lausanne, 2004.
- [2] A. CASSAT : *Transducteurs et entraînements intégrés*. EPFL, Lausanne.
- [3] R. CLAVEL : *Composants de la microtechnique*. EPFL, Lausanne, 2003.
- [4] W. KRAUSE : *Konstruktionselemente der Feinmechanik*. Hanser, München, 1989.
- [5] B. SANDLER : *Robotics - Designing the Mechanisms for Automated Machinery*. Academic Press, New Jersey, 1999.
- [6] N. SCLATER : *Mechanisms & Mechanical Devices Sourcebook*. McGraw-Hill, New York, 2001.

Chapitre 8

Annexe A : Calculs et Code

8.1 Modèle géométrique direct d'un mécanisme à quatre barres

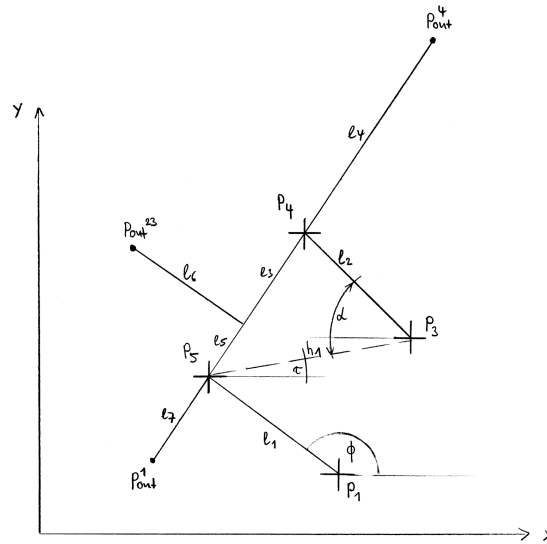


FIG. 8.1 – Mécanisme à 4 barres, définitions des angles, longueurs, points

$$\begin{aligned}
 \vec{P2} &= \vec{P1} + l_1 \begin{pmatrix} \cos\phi \\ \sin\phi \end{pmatrix} \\
 h_1 &= \|\vec{P3} - \vec{P2}\| \\
 l_3^2 &= h_1^2 + l_2^2 - 2h_1l_2\cos\alpha \\
 \tan\tau &= \frac{\vec{P3} - \vec{P2}|_x}{\vec{P3} - \vec{P2}|_y} \\
 \vec{P4} &= \vec{P3} + l_2 \begin{pmatrix} -\cos(\alpha - \tau) \\ \sin(\alpha - \tau) \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

trajectoire au point "4" :

$$\overrightarrow{P_{out}^4} = \overrightarrow{P2} + \frac{l_3 + l_4}{l_3} \cdot (\overrightarrow{P4} - \overrightarrow{P2})$$

trajectoire entre les points "2" et "3" :

$$\overrightarrow{P_{out}^{23}} = \overrightarrow{P2} + \frac{l_5}{l_3} \cdot (\overrightarrow{P4} - \overrightarrow{P2}) + \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \left(\frac{l_6}{l_3} (\overrightarrow{P4} - \overrightarrow{P2}) \right)$$

trajectoire au point "1" :

$$\overrightarrow{P_{out}^1} = \overrightarrow{P2} - \frac{l_7}{l_3} \cdot (\overrightarrow{P4} - \overrightarrow{P2})$$

8.2 Modèle géométrique direct "Hypocloïde"

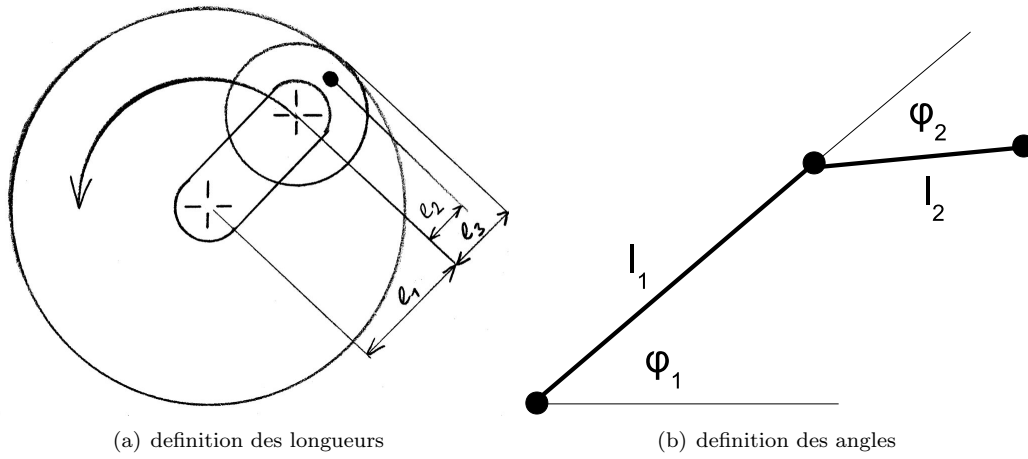


FIG. 8.2 – Hypocycloïde : définitions

rapport de transmission :

$$r = \frac{l_3}{l_1 + l_3}$$

entrée :

$$\phi_1$$

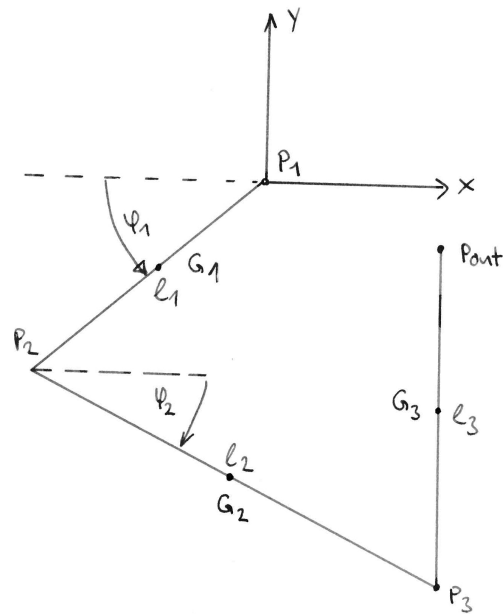
deuxième angle :

$$\phi_2 = r \cdot \phi_1$$

sortie :

$$\begin{aligned} x &= l_1 \cos \phi_1 + l_2 \cos (\phi_1 - \phi_2) \\ y &= l_1 \sin \phi_1 + l_2 \sin (\phi_1 - \phi_2) \end{aligned}$$

8.3 Modèle dynamique de l'Hypocycloïde



les positions des pivots est des centre de masses en fonction du temps :

$$\begin{aligned} \vec{P_1 P_2} &= l_1 \begin{bmatrix} -\cos \psi_1 \\ -\sin \psi_1 \end{bmatrix} & \vec{P_2 P_3} &= l_2 \begin{bmatrix} \cos \psi_2 \\ -\sin \psi_2 \end{bmatrix} \\ \vec{P_3 P_{out}} &= \begin{bmatrix} 0 \\ l_3 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \vec{G_1} &= \vec{P_1 P_2} / 2 & \vec{G_2} &= \vec{P_1 P_2} + \vec{P_2 P_3} / 2 \\ \vec{G_3} &= \vec{P_1 P_2} + \vec{P_2 P_3} + \vec{P_3 P_{out}} / 2 \end{aligned}$$

les inerties en fonction du temps :

$$I_1 = I_{G1} + I_{G2} + I_{G3} + |\vec{P_1 G_1}|^2 M_1 + |\vec{P_1 G_2}|^2 M_2 + |\vec{P_1 G_3}|^2 M_3$$

$$I_2 = I_{G2} + I_{G3} + |\vec{P_2 G_2}|^2 M_2 + |\vec{P_2 G_3}|^2 M_3$$

$$I_3 = I_{G3} + |\vec{P_3 G_3}|^2 M_3$$

Calcul de l'énergie cinétique :

$$E_{cin}(t) = \frac{1}{2} [I_1(t) \omega_1(t)^2 + I_2(t) [2 \omega_1(t)]^2 + I_3(t) \omega_1(t)^2]$$

Calcul de la puissance en dérivant l'énergie :

$$P = M(t) \omega(t) = \frac{\partial E_{cin}(t)}{\partial t}$$

$$\underline{\underline{M(t) = \frac{\dot{E}_{cin}(t)}{\omega(t)}}}$$

Calcul de l'inertie équivalente :

$$\frac{1}{2} \omega_1(t)^2 I_{eq}(t) = E_{cin}(t) \rightarrow I_{eq}(t) = \underline{\underline{\frac{2 E_{cin}(t)}{\omega_1(t)^2}}}$$

8.4 Code

8.4.1 Modèle géométrique direct "Hypocloïde"

```
%%%rectangel
%l1=45
%l2=5
%l3=15
%%%hexagonal
%l1=50
%l2=2
%l3=10
%%%triangle
l1=40;
l2=5;
l3=20;

r=(l1+l3)/l3;
phi1=0:0.01:2*pi;
phi2=phi1*r;

x=l1*cos(phi1)+l2*cos(phi1-phi2);
y=l1*sin(phi1)+l2*sin(phi1-phi2);
plot(x,y)
axis ('equal')
pause;
```

8.4.2 Modèle dynamique de l'Hypocycloïde

```
clear all;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%const const consts%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
l1=20e-3; %%m
l2=35e-3;
l3=70e-3;
ang_max=pi;
T=2; %%10s
deltaT=0.005;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%profile de vitesse et d'accélération%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
w1_max=ang_max*3/(2*T);
w1(1)=0;
w1_prime(1)=0;
phi1(1)=0;
time(1)=0
for time_it=0:deltaT:T;
if(time_it < T/3)
    time(end+1)=time(end)+deltaT;
w1_prime(end+1)=w1_max/(T/3);
w1    (end+1)=time_it*w1_prime(end);
phi1  (end+1)=-pi*7/180 + 0.5*time_it^2*w1_prime(end);
end
if(time_it> T/3 && time_it < 2*T/3)
    time(end+1)=time(end)+deltaT;
```

```

w1_prime(end+1)=0;
w1 (end+1)=w1_max;
phi1 (end+1)=phi1(end)+w1(end)*deltaT;
end
if(time_it> 2*T/3)
    time(end+1)=time(end)+deltaT;
w1_prime(end+1)=-w1_max/(T/3);
w1(end+1)      =(time_it-T)*w1_prime(end);
phi1(end+1)    =phi1(end)+w1(end)*deltaT;

end
end
phi2=2*phi1;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%calcul des positions%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
mysize=size(time);
mysize=mysize(2);

P1P2=l1*[-cos(phi1); -sin(phi1);0.*ones(1,mysize)];
P2P3=l2*[ cos(-phi1+phi2); -sin(-phi1+phi2);0.*ones(1,mysize)];
P3Pout=[0*ones(1,mysize); l3.*ones(1,mysize);0.*ones(1,mysize)];
Pout=P1P2+P2P3+P3Pout;
P3=P1P2+P2P3;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% inerties %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%valeurs proe
M1=0.054;
M2=0.039;
M3=0.018
%%inertie par rapport au centre de gravité
%%--> les masses concentrés sur les deux extremités
%% Il faudrait vraiment mesurer ces inerties avec pro/E
I1=(l1/2)^2*M1;
I2=(l2/2)^2*M2;
I3=(l3/2)^2*M3;

G1=P1P2./2;
G2=P1P2+P2P3/2;
G3=P1P2+P2P3+P3Pout/2;
I_1= I1+ (G1(1,:).^2+G1(2,:).^2).*M1+
      I2+ (G2(1,:).^2+G2(2,:).^2).*M2+
      I3+ (G3(1,:).^2+G3(2,:).^2).*M3;
P2=P1P2;
G2P2=G2-P2;
G3P2=G3-P2;
I_2= I2+I3+ ( G2P2(1,:).^2+ G2P2(2,:).^2).*M2+
      ( G3P2(1,:).^2+ G3P2(2,:).^2).*M3;
P3=P2+P2P3;
G3P3=G3-P3;
I_3= I3+ ( G3P3(1,:).^2+ G3P3(2,:).^2).*M3;
E_tot=(I_1.*w1.^2+I_2.*(2*w1).^2+I_3.*w1.^2)/2
I_eq=E_tot*2./(w1.^2);

```

```

plot(time,I_eq,'LineWidth',2)
title('inertie équivalente vue par le moteur')
xlabel('temps [s]')
ylabel('inertie kgm^2')
I_eq_max=max(I_eq)
%%% ----> inertie max: 5.0688e-004 kg*m^2

E_tot_prime=(conv(E_tot,[1 -1])/deltaT);
E_tot_prime=E_tot_prime(2:end);
E_tot_prime(end)=E_tot_prime(end-1);
figure;
plot(time,E_tot,'LineWidth',2)
xlabel('temps[s]')
ylabel('énergie cinétique [J]')
title('énergie cinétique en fonction du temps')

M_tot=E_tot_prime./w1;
figure
plot(time,1000*M_tot,'LineWidth',2)
xlabel('temps[s]')
ylabel('couple [mNm]')
title('couple en fonction du temps pour profile de vitesse en trapèze')

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% résolution %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
R_vect=(P3+P3Pout);
R_abs_mm=1e3*sqrt(R_vect(1,:).^2+R_vect(2,:).^2);
res=2*pi*R_abs_mm/(64*256);
figure;
plot(time,res,'LineWidth',2)
xlabel('temps[s]')
ylabel('résolution[mm]')

```

Chapitre 9

Annexe B : Les plans